



UNIVERSITAT POLITÈCNICA  
DE CATALUNYA  
BARCELONATECH

Programa de Doctorat en  
Enginyeria Mecànica, Fluids i Aeronàutica

# Parametrització d'una Bomba d'Engranatges Externs i Validació en Condicions Reals

Tesi presentada per obtenir el títol de Doctor  
per la Universitat Politècnica de Catalunya-UPC

**Tesi doctoral realitzada per:**

Prof. Miquel Torrent Gelmà (Enginyer Industrial)

**Dirigida per:**

Prof. Dr. Esteban Codina Macià

Prof. Dr. Pedro Javier Gàmez Montero

Departament de Mecànica de Fluids

Terrassa, Gener 2023



## Resum

Les bombes de desplaçament volumètric positiu (BDVP) es caracteritzen per transportar un volum determinat de fluid des de l'aspiració fins la impulsió per cada volta del seu eix. Aquest volum és anomenat desplaçament volumètric, i per tant, en una bomba de desplaçament constant ideal, el cabal és proporcional a la velocitat de rotació i independent de la pressió de treball<sup>i</sup>. Aquesta característica les fa molt adequades per a ésser utilitzades en sistemes de transmissió d'energia oleohidràulica (STEO). En una bomba no ideal s'han de considerar les pèrdues de cabal per fuites i les pèrdues de parell per fricció, avaluades pel rendiment volumètric i mecànic respectivament. La caracterització d'una BDVP es duu a terme mitjançant una sèrie d'assaigs experimentals ISO<sup>ii</sup>, els quals permeten la parametrització tant del seu comportament en règim permanent (cabal mig entregat i parell mig absorbit en funció de les condicions operatives) com del seu comportament polsant (cabal arriurat superposat al cabal mig com a conseqüència intrínseca del mecanisme de bombeig, el qual determina la capacitat intrínseca de la bomba com generadora de soroll). Respecte al primer cas, la norma ISO 8426 descriu com determinar el desplaçament volumètric, mentre que la ISO 4409 com determinar els rendiments. El tractament d'aquestes dades permet crear un model de bomba basat en els anomenats coeficients de pèrdues, els quals contempnen la naturalesa de les fuites i de les friccions internes de la unitat. Respecte al comportament polsant, la norma ISO 10767 descriu com determinar la pulsació de cabal a partir del estudi de les ones de pressió a la impulsió. Amb aquesta metòdica tasca experimental, a la que s'han dedicat la primera part d'aquesta Tesi, s'aconsegueix la total parametrització d'una unitat de referència per a caracteritzar el seu funcionament, sent aquest un dels objectius principals d'aquesta recerca.

Ara bé, degut tant a les tasques d'investigació com a les professionals del autor, sempre s'ha tingut la curiositat de validar si aquesta parametrització arran d'experiments duts a terme en el laboratori i la conseqüent modelització són suficients per a preveure el comportament d'aquestes unitats hidrostàtiques en condicions reals de treball. Aquesta validació és doncs l'objectiu principal de la segona part d'aquesta Tesi. Partint de l'empenta inicial donada per la participació activa en el projecte BRITE –EURAM III “*Enhanced Design of High Pressure Gear Pumps Using Environmentally Acceptable Fluids. ECOPUMP*”, on es van assajar múltiples bombes d'engranatges externs (BE), s'ha escollit aquest tipus d'unitats per a realitzar l'estudi.

La metodologia utilitzada es descrita en detall en el Capítol 1. Es tracta en primer lloc de conèixer amb profunditat el funcionament d'aquest tipus de bombes (bàsicament el seu mecanisme de bombeig), a fi i efecte de disposar del criteri necessari per a interpretar els posteriors resultats. A continuació s'han

---

<sup>i</sup> Les bombes d'engranatges tractades en aquesta Tesi són de desplaçament fix. Existeixen configuracions, com paletes i pistons, on es pot variar el desplaçament modificant la seva geometria interna. Estaríem parlant de bombes de desplaçament variable, utilitzades per adequar el cabal de la bomba a les condicions de treball.

<sup>ii</sup> ISO: Organització Internacional Estandardització

realitzat totes les proves experimentals ISO (en el laboratori) que calen per a parametritzar i modelitzar el seu comportament. Finalment, s'han dut a terme les proves experimentals de camp en cicles reals de treball que permeten comparar les prestacions mesurades amb els resultats del model sota les mateixes condicions operatives.

S'ha de tenir en compte que les BE estudiades tenen com a característica principal, i al mateix temps principal avantatge, una construcció força senzilla, sent clau en el seu comportament el mecanisme de compensació del joc axial entre les plaques laterals flotants i els engranatges. Un augment de la pressió comporta una disminució de les folgances entre aquests components, i per tant, que les fuites no augmentin significativament, obtenint-se un rendiment volumètric força constant en tot el seu rang de funcionament. Per tant, alhora d'interpretar les possibles desavinences entre el comportament mesurat de la bomba en les proves de camp i les del model, és fonamental estudiar la dinàmica de les plaques laterals. Cal una eina que permeti la modelització dinàmica dins d'un àmbit tant complex com és una BE, es a dir, monitoritzar simultàniament el seu moviment junt amb el comportament de la bomba, i per tant, un model de la dinàmica de la placa que pugui ser integrat en el de la bomba, sent la utilització de la tècnica del Bond Graph molt adient per aquest objectiu.

La realització d'aquests tipus d'estudis sobre lubricació en contorns tant complexos es sol realitzar amb potents eines de Dinàmica de Fluids Computacional (CFD), amb temps de simulació considerables i alts costos computacionals, però sense resoldre la dinàmica dels sòlids rígids que envolten la pel·lícula hidrodinàmica. L'eina creada en aquesta Tesi permet simular-ho pràcticament amb temps reals amb un ordinador convencional. Destacar la utilització de l'analogia de solucions analítiques de coixinets hidrodinàmics senzills amb la lubricació del espai entre la placa lateral i l'engranatge. L'anàlisi dimensional ens ha dut a utilitzar expressions que per ser vàlides calen ser ajustades amb resultats experimentals que relacionin el moviment de les placa amb les condicions operatives de la bomba. La complexitat d'aquests assaigs ha estat considerable, però la seva realització ha estat absolutament necessària per a completar el model de la dinàmica de la placa lateral utilitzat.

Es demostra com el model de la bomba construït a partir de la parametrització experimental és totalment vàlid per conèixer el comportament de la bomba mentre les condicions operatives no sofreixin canvis sobtats. Si no és així, la dinàmica per assolir l'equilibri del sistema de compensació de joc axial justifica comportaments peculiars els quals no haguessin pogut ser analitzats sense les eines creades. Puntetes de cabal instantani considerables davant despressuritzacions sobtades i certa histèresis del cabal respecte les condicions operatives són exemples de fenòmens atribuïdes a la flotabilitat de les plaques. La seva interpretació relacionant-ho amb el temps necessari per estabilitzar la lubricació interna o amb el fet que distintes geometries siguin possibles sota les mateixes condicions de treball mostren l'aplicabilitat de la feina realitzada per explicar comportaments que no poden ser representats en un model de bomba obtingut únicament mitjançant proves experimentals estandarditzades.

## Resum

El principals resultats d'aquesta investigació han estat presentats en les publicacions Torrent et al. (1) i (2), havent-se establert una metodologia inèdita aplicable a qualsevol altre tipus de BDVP, la qual permet simular les prestacions d'una unitat relacionant-les simultàniament amb la seva dinàmica interna en cicles de treball reals.

**Paraules clau:** bomba engranatges externs (BE); parametrització experimental segons normes ISO; modelització amb Bond Graph; plaques laterals flotants; coeficients de pèrdues; proves experimentals de laboratori i de camp; caracterització de les prestacions d'una BE en condicions reals

BOPRANOR



## Abstract

Positive volumetric displacement pumps (PVDP) are characterized by generating and transporting a closed volume of fluid, pumping mechanism, from suction to discharge per complete shaft revolution. This volume per revolution is known as volumetric displacement, and therefore, in an ideal constant displacement pump, the flow rate is proportional to the rotational speed and independent of the operating pressure<sup>iii</sup>. This characteristic makes this type of pump very suitable for use in hydraulic systems. In a non-ideal pump, leakage flows and torque losses due to friction must be considered, and corresponding volumetric and mechanical efficiencies evaluated. The characterization of a PVDP is carried out through a series of ISO experimental tests<sup>iv</sup>, which allow the parameterization of the steady state performance of the pump (average flow and torque based on the operating conditions) and its pulsating behaviour (flow ripple superimposed on the mean flow due to the pumping mechanism, which determines the pump's predisposition to generate noise). Regarding the steady state, the ISO 8426 standard describes how to determine the displacement, while ISO 4409 describes how to determine the performance, volumetric and mechanical efficiencies. The processing of these data allows the development of a pump model based on the so-called loss coefficients, which take into account the nature of the leaks and the frictions of the unit. Regarding the pulsating behaviour, the ISO 10767 standard describes how to determine the flow ripple from the study of the pressure waves in the outlet pipe. The first part of this thesis endorses this systematic experimental work, and as a result, the parameterization of a reference unit is achieved to characterize its operation. Hence, one of the main objectives of this research is accomplished.

At this point, and thanks to both the research work and the professional experience of the author, there has always been a driven-curiosity to validate whether this parameterization from the experimental work carried out in the laboratory and the corresponding modelling is enough to predict the performance of these hydrostatic units in real working conditions. This validation is, therefore, the main objective of the second part of this thesis. Due to the participation in the BRITE -EURAM III Project "Enhanced Design of High Pressure Gear Pumps Using Environmentally Acceptable Fluids. ECOPUMP", multiple external gear pumps (EGP) were tested. This type of unit has been chosen to carry out the study.

The methodology is described in detail in Section 1. First of all, it is necessary to acquire the necessary knowledge about the operation of this type of pump, in order to have the essential criteria to interpret the subsequent results. Next, all the ISO tests in the laboratory were carried out to parametrize and

---

<sup>iii</sup> The EGP discussed in this Thesis has the volumetric displacement constant. There are others configurations, such as vanes and pistons, where the derived capacity can be variable, by modifying its internal geometry. They are called variable displacement pumps, used to adapt the pump flow to the working conditions.

<sup>iv</sup> ISO: International Organization for Standardization

model the pump's performance. Finally, experimental field tests were carried out in real work cycles in order to compare the measured data with the simulation results under the same operating conditions.

It must be taken into account that the geometry and assembly of the chosen and studied EGP type are quite simple, and the key point of its behaviour is the compensation mechanism of clearances between the floating bearing bushings and the gears. An increase in pressure causes a decrease in the clearances between these mechanical components, so the leakage flow does not increase significantly, obtaining a fairly constant volumetric efficiency in all operation ranges. Therefore, to interpret the possible discrepancies between the measured and simulated behaviour of the pump in the field tests, it is essential to study the dynamics of the floating bearing bushing. It is necessary to have a tool that allows simultaneous monitoring of the pump operation (delivered flow and torque applied to its shaft) and the dynamics of the floating bearing bushing. The Bond Graph (BG) technique is very appropriate for this purpose.

The published studies on lubrication in such complex geometries are usually carried out with powerful Computational Fluid Dynamics (CFD) software. These simulations, which are time-consuming and entail high computational costs, do not solve the dynamics of the hydrodynamic film and the solid contour. In contrast, the in-house ad-hoc tool developed in this thesis allows for it, practically in real time with a conventional computer. It is worth pointing out the use of the analogy between the analytical solutions of simple hydrodynamic bearings and the lubrication of the domain between the floating bearing bushing and the gear. Furthermore, the dimensional analysis has led us to use expressions that, in order to be valid, must be adjusted with experimental results that link the movement of the bushing with the pump's operating conditions. The complexity of these tests has been considerable, but their completion was absolutely necessary to check and validate the model of the bushing dynamics.

The work performed in this thesis has demonstrated how the pump model created from the experimental parameterization is fully valid to predict the pump behaviour in steady conditions. The dynamics to achieve the balance of the axial clearance motion explains the particular phenomena that could not have been analysed without this developed tool in the case of sudden pressure changes. Large instantaneous flow peaks in cases of sudden depressurization and certain flow hysteresis respecting working pressure are examples attributed to the hydrodynamic lift mechanism of the bearing bushings. Its interpretation related to, either the stabilization time of the internal lubrication or to the fact that different geometries are possible under the same working conditions, demonstrates the applicability of the work done to explain behaviours that cannot be represented in a pump model obtained from experimental tests.

The main results of this research have been presented in the publications Torrent et al. (1) and (2), having established an unprecedented methodology applicable to any other type of PVDP, that allows simulating the unit performance while simultaneously engaging its internal dynamics in real work cycles.

**Keywords:** pump external gears (BE); experimental parameterization according to ISO standards; modelling with Bond Graph; floating side plates; loss coefficients; experimental laboratory and field tests; characterization of the benefits of a BE in real conditions.

A la Carmentxu i la Vinyet, que m'omplen de joia.

Als meus pares, que me n'enorgulleixen.

## Agraïments

Donar les gràcies en primer lloc a les meves estimades esposa i filla pels seus consells, ànims, i per aportar certes dosis de sentit comú en moments on aquest calia. També agrair als meus pares l'esforç que va els va significar el que jo rebés la formació que m'ha permès aconseguir els coneixements necessaris per a la realització de la Tesi. Espero que el bon ús que en pugui fet tant per realitzar aquesta tasca com en les meves tasques professionals sigui el seu premi.

Esmentar especialment al Director d'aquesta Tesi, el Dr. Esteve Codina, qui a part d'haver-me empès en la direcció adient, em va donar la possibilitat de treballar en del Projecte BRITE –EURAM III “*Enhanced Design Of High Pressure Gear Pumps Using Environmentally Acceptable Fluids. ECOPUMP*”, fet que va suposar poder gaudir de un treball paral·lel al realitzat en aquesta investigació en el qual recolzar els meus resultats, tenir la infraestructura i instrumentació adient, i poder disposar d'un sosteniment econòmic. Destacable el suport per part del Dr. Pedro Javier Gàmez-Montero, amb qui és un plaer compartir docència i sense amb qui no hauria estat possible publicar els articles derivats d'aquesta Tesi.

Mencionar així mateix tant al CATMech<sup>v</sup> com el LABSON<sup>vi</sup>, centres de referència en l'estudi de sistemes oleohidràulics, on he trobat l'ambient i els mitjans propicis per a dur a terme una investigació d'aquesta mena. Moltes gràcies a tots els companys amb els que tinc i he tingut el plaer de treballar, dels quals he rebut recolzament en tot moment.

Agraïments per l'empresa ROQUET S.A., per tot el suport tècnic i material subministrat al llarg d'aquest anys, sense el qual ens hauria estat molt difícil aprofundir en el coneixement de les BE. Menció especial al Sr. Pedro Roquet Fernández, tècnic exemplar, intel·ligent, enginyós, i exigent i, persona particularment afable i entusiasta. També a CM LLAMADA per cedir la maquinaria necessària per la validació en condicions reals, i especialment al Sr Joan Herrero, emprenedor exemplar i un orgull pel país.

Per finalitzar, no voldria deixar d'esmentar els alumnes que han realitzat els seus Treball de Fi d'Estudis (TFE) en Laboratori de Mecànica de Fluids-UPC sobre la temàtica d'aquesta Tesi, i que he tingut el plaer de dirigir. La feina de David Elías i Andrea Gallo en el Capítol 4 i l'Annex B respectivament ha estat molt valuosa. També esmentar l'equip de la Universitat de Bath, de qui en tot moment vaig rebre una grata atenció durant l'estada realitzada per familiaritzar-me amb l'estudi de les pulsacions de cabal.

---

<sup>v</sup> CATMech: Centre Avançat de Tecnologies Mecàniques, <https://catmech.upc.edu/>

<sup>vi</sup> LABSON: Laboratori de Sistemes Oleohidràulics i Neumàtics. <https://labson.upc.edu/>

## Sumari

<b>Resum.....</b>	<b>2</b>
<b>Abstract.....</b>	<b>5</b>
<b>Agraïments.....</b>	<b>8</b>
<b>Sumari.....</b>	<b>9</b>
<b>Llista de figures.....</b>	<b>16</b>
<b>Llista de taules.....</b>	<b>28</b>
<b>Nomenclatura.....</b>	<b>30</b>
<b>Acrònims.....</b>	<b>38</b>
<b>1 Pròleg.....</b>	<b>39</b>
1.1 Motivació.....	39
1.2 Contextualització de les BDVP i les BE.....	39
1.3 Antecedents.....	42
1.4 Finalitat.....	44
1.5 Objectius.....	45
1.6 Metodologia.....	45
1.7 Estructura de la Tesi.....	47
<b>2 Estat del art.....</b>	<b>50</b>
2.1 Introducció.....	50
2.2 Funcionament d'una BE.....	51
2.2.1 Pulsació de cabal en una BE.....	51
2.2.2 Pèrdues en les BE.....	54
2.3 Tipus d' BE.....	57
2.4 Estat del art sobre l'estudi geomètric.....	59
2.5 Estat del art sobre la parametrització de les pèrdues.....	61
2.6 Estat del art sobre la parametrització del comportament polsant.....	65

2.7	Estat del art sobre la mesura del moviment de les plaques laterals .....	68
2.8	Estat del art sobre la modelització del moviment de les plaques laterals .....	70
2.9	Estat del art sobre el funcionament d'una BE en condicions reals .....	71
2.10	Discussió .....	73
<b>3</b>	<b>Estudi geomètric d'una BE.....</b>	<b>75</b>
3.1	Introducció.....	75
3.2	Desplaçament geomètric .....	76
3.3	Índex d'irregularitat.....	81
3.4	Cabal per les ranures de descompressió .....	82
3.5	Càlculs gràfics .....	84
3.6	Discussió .....	87
3.7	Conclusions principals .....	88
<b>4</b>	<b>Parametrització de les pèrdues mecàniques i volumètriques .....</b>	<b>89</b>
4.1	Introducció.....	89
4.2	Rendiment volumètric, mecànic i total.....	90
4.3	Assaigs normalitzats ISO 8426:1988 i ISO 4409:1986.....	90
4.3.1	Descripció del banc d'assaig .....	91
4.3.2	Tipus d'oli .....	94
4.3.3	Metodologia experimental.....	95
4.3.3.1	ISO 8426:1988. Determinació del desplaçament volumètric.....	95
4.3.3.2	ISO 4409:1986. Determinació de les característiques en règim permanent.....	96
4.4	Modelització de les pèrdues .....	98
4.4.1	Pèrdues volumètriques.....	98
4.4.2	Pèrdues mecàniques.....	102
4.4.3	Obtenció dels coeficients de pèrdues. Parametrització.....	104
4.4.3.1	Càlcul del coeficient de fuites laminars $C_S$ .....	105
4.4.3.2	Càlcul del coeficient de fuites turbulentes $C_{ST}$ .....	105
4.4.3.3	Càlcul coeficient de fricció viscosa $C_V$ .....	105
4.4.3.4	Càlcul del coeficient de fricció coulombià $C_F$ .....	106
4.5	Resultats .....	106

4.5.1	Desplaçament volumètric segons ISO 8426:1988.....	107
4.5.2	Característiques en règim permanent segons ISO 4409:1986 .....	108
4.5.2.1	Assaigs a 22 °C .....	108
4.5.2.2	Assaigs a 60 °C .....	109
4.5.3	Modelització de les pèrdues .....	110
4.5.3.1	Pèrdues volumètriques .....	111
4.5.3.2	Pèrdues mecàniques .....	119
4.6	Discussió sobre les pèrdues volumètriques .....	126
4.7	Discussió sobre les pèrdues mecàniques .....	128
4.8	Conclusions principals .....	131
<b>5</b>	<b>Parametrització del comportament polsant.....</b>	<b>132</b>
5.1	Introducció.....	132
5.2	Determinació de les pulsacions de cabal .....	133
5.2.1	Base teòrica .....	133
5.2.1.1	Generació i propagació d'ones de cabal i pressió .....	133
5.2.1.2	Velocitat de propagació de l'ona en un tub.....	136
5.2.1.3	Determinació de la pulsació de cabal a partir de la pulsació de pressió .....	138
5.2.1.4	Modelització de la impedància de la bomba .....	140
5.2.2	Assaig normalitzat ISO 10767:1996.....	143
5.2.3	Descripció del banc d'assaig .....	144
5.2.4	Metodologia experimental.....	146
5.2.4.1	Determinació de la impedància interna $Z_s$ .....	147
5.2.4.1.1	Impedància interna amb un model de paràmetres distribuïts.....	151
5.2.4.1.2	Impedància interna amb un model de paràmetres concentrats.....	153
5.2.4.1.3	Coincidència dels models en els primers harmònics.....	153
5.2.4.2	Càlcul de la pulsació de cabal $Q_s$ .....	153
5.3	Estudi analític de la impedància $Z_s$ a partir de ISO 4409 .....	154
5.4	Resultats .....	157
5.4.1	Impedància interna de la bomba $Z_s$ .....	157
5.4.2	Pulsació de cabal $Q_s$ .....	161
5.5	Comparació amb altres estudis .....	163
5.6	Estudi de ressonàncies i antiresonàncies. Cascada d'espectres .....	163

5.7	Discussió .....	166
5.8	Conclusions principals .....	168
<b>6</b>	<b>Estudi experimental del moviment de les plaques laterals .....</b>	<b>170</b>
6.1	Introducció.....	170
6.2	Equip de mesura del espai engranatge-placa.....	172
6.2.1	Micròmetre làser.....	173
6.2.2	Banc d'assaig.....	175
6.3	Descripció del assaig.....	176
6.3.1	Calibratge del equip.....	177
6.3.2	Metodologia experimental.....	178
6.4	Càlculs geomètrics .....	178
6.4.1	Desplaçament axial màxim permès .....	179
6.4.2	Inclinació màxima permesa.....	179
6.4.2.1	Límit de la inclinació de la placa pel al joc entre placa i carcassa.....	179
6.4.2.2	Límit de la inclinació de la placa pel joc entre el coixinet i l'eix.....	180
6.4.3	Càlcul experimental del desplaçament de la placa .....	181
6.4.4	Càlcul experimental de la inclinació de la placa .....	182
6.5	Resultats .....	183
6.5.1	Desplaçaments a 20 °C .....	183
6.5.2	Desplaçaments a 50 °C .....	185
6.6	Discussió .....	187
6.6.1	Consideracions generals .....	187
6.6.2	Efecte de la temperatura .....	190
6.6.3	Efecte de la pressió.....	191
6.6.4	Efecte de la velocitat .....	191
6.7	Conclusions principals .....	193
<b>7</b>	<b>Modelització del moviments de les plaques laterals .....</b>	<b>194</b>
7.1	Introducció.....	194
7.2	Model del sòlid rígid .....	195



7.2.1	Moviment lineal .....	197
7.2.2	Moviment d'inclinació .....	198
7.2.3	Representació del sòlid rígid mitjançant un diagrama de BD .....	198
7.3	Forces i moments actuants en el sòlid rígid.....	199
7.3.1	Força i moment deguts a la pressió hidrostàtica.....	199
7.3.2	Força i moment deguts a la junta d'estanqueïtat .....	202
7.3.3	Força i moment deguts a la fricció entre placa i carcassa.....	203
7.3.4	Forces i moments hidrodinàmics.....	204
7.3.4.1	Equació de Reynolds.....	204
7.3.4.2	Significat físic dels termes de l'equació de Reynolds.....	206
7.3.4.3	Identificació de paràmetres .....	209
7.3.4.4	Força i moment hidrodinàmics com coixinet de lliscament.....	212
7.3.4.4.1	Solució analítica adimensional.....	212
7.3.4.4.2	Centre de pressions adimensional $X_{cp}$ .....	214
7.3.4.4.3	Dimensionalització de la força i moments .....	214
7.3.4.5	Força hidrodinàmica com a coixinet d'empenta .....	218
7.4	Diagrama de BG complet .....	220
7.4.1	Tractament dels coixinets hidrodinàmics del eix .....	224
7.4.2	Tractament de la viscositat i la densitat.....	226
7.5	Resultats .....	228
7.5.1	Experiments numèrics dels assaigs del Capítol 6.....	228
7.5.2	Consideracions sobre el factor de forma $K_d$ .....	237
7.5.3	Consideracions sobre la placa sotmesa a pressió polsant .....	238
7.6	Discussió .....	239
7.7	Conclusions principals .....	243
<b>8</b>	<b>Funcionament d'una BE en condicions reals i validació de la parametrització.</b>	<b>244</b>
8.1	Introducció.....	244
8.2	Model d'un sistema oleohidràulica genèric.....	245
8.2.1	Diagrama de BG d'un circuit .....	245
8.2.2	Màquina a on s'instal·la la bomba.....	249
8.2.2.1	Descripció de la màquina.....	249

8.2.2.2	Adaptació de la bomba.....	253
8.2.2.3	Vàlvula limitadora.....	256
8.2.3	Diagrama de BG troncal.....	257
8.3	Diagrama de BG del sistema complet.....	260
8.3.1	Representació de la bomba ideal (MTF PUMP).....	260
8.3.2	Pèrdues volumètriques.....	260
8.3.2.1	Fuites laminars (MSf LAMIN).....	261
8.3.2.2	Fuites turbulentes (MSf TURB).....	261
8.3.2.3	Pèrdues volumètriques per compressibilitat (MSf COMP).....	261
8.3.2.4	Rendiment volumètric modelat (MODELEFFVOLUM).....	263
8.3.2.5	Rendiment volumètric real (REALEFFVOLUM).....	263
8.3.3	Pèrdues mecàniques.....	263
8.3.3.1	Fricció viscosa (MSe VISC).....	263
8.3.3.2	Fricció coulombiana (MSe COUL).....	264
8.3.3.3	Rendiment mecànic modelat (EFFMEC).....	264
8.3.4	Dades d'entrada del sistema (MSe SYSTEM).....	264
8.3.5	Compressibilitats i resistències.....	266
8.4	Resultats de les proves de camp.....	268
8.4.1	Descripció de les proves.....	268
8.4.2	Monitorització dels cicles de treball.....	270
8.4.3	Discussió de la monitorització dels cicles de treball.....	277
8.4.4	Monitorització conjunta del model de bomba i plaques laterals.....	280
8.4.5	Discussió de la monitorització conjunta del model de bomba i placa.....	285
8.4.5.1	Coeficient de fuites laminars $C_S$ inversament proporcional al espessor mínim $h_0$ 285	
8.4.5.2	Punt d'inflexió en les fuites turbulentes.....	286
8.4.5.3	Aparició de forces que adhereixen la placa als engranatges.....	287
8.4.5.4	Augment de la temperatura en el interior de la pel·lícula.....	288
8.5	Consideracions finals i millora del model.....	289
8.5.1	Manca de precisió a baixa velocitats i baixa pressió.....	289
8.5.2	Retard entre el canvi de la pressió de treball i la resposta del cabal.....	289
8.5.3	Fuites turbulentes dependents de la viscositat.....	290
8.5.4	Caracterització de la viscositat en funció de la pressió.....	291

8.5.5	Diagrama de BG definitiu .....	292
8.5.6	Experiments numèrics per validar comportaments específics.....	295
8.5.6.1	Cabal experimental després d'una pressurització superior als simulat.....	295
8.5.6.2	Pics de cabal instantanis al despressuritzar. Enganxada de la placa.....	295
8.5.6.3	Retard de la resposta de la bomba davant canvis de pressió. Histèresis.....	296
8.6	Discussió final .....	298
8.7	Conclusions principals .....	300
<b>9</b>	<b>Conclusions finals.....</b>	<b>301</b>
9.1	Aportacions de la tesi .....	301
9.2	Observacions sobre els resultats.....	303
9.3	Limitacions del model.....	303
9.4	Futures línies d'investigació.....	304
9.5	Comentari final.....	306
<b>10</b>	<b>Annexos .....</b>	<b>307</b>
10.1	Annex A. Resultats addicionals assaigs experimentals .....	308
10.1.1	ISO 4409: 1986 .....	308
10.1.2	ISO 10767-1:1996 .....	313
10.1.3	Resultats numèrics desplaçament de la placa .....	319
10.1.3.1	Desplaçaments a 20°C.....	319
10.1.3.2	Desplaçaments a 50 °C.....	322
10.2	Annex B. Desplaçament volumètric segons ISO 8426:2008.....	326
10.3	Annex C Pulsació de cabal segons ISO 10767-1: 2015 .....	332
10.4	Annex D. Modelització mitjançant diagrames de Bond Graph.....	340
10.4.1	Elements .....	341
10.4.1.1	Elements actius .....	342
10.4.1.2	Elements passius .....	342
10.4.2	Causalitat.....	347
10.4.3	Software 20-SIM .....	348
<b>11</b>	<b>Bibliografia.....</b>	<b>349</b>

## Llista de figures

Figura 1-1: Tipus de BDVP: a) Engranatges b) Paletes c) Pistons .....	40
Figura 1-2: Corbes característiques d'una BDVP i una bomba centrífuga. ....	41
Figura 1-3: Punts de funcionament d'una BDVP segons les corbes característiques del sistema....	41
Figura 1-4: Bomba d'engranatges externs desmuntada .....	43
Figura 1-5: Organigrama amb finalitat i objectius de la Tesi.....	45
Figura 1-6: Metodologia i estructura de la Tesi .....	49
Figura 2-1: BE amb plaques laterals porta-coixinets .....	52
Figura 2-2: Mecanisme d'engranat en una BE.....	53
Figura 2-3: Engranat d'una BE de simple contacte (a) i doble contacte (b) .....	53
Figura 2-4: Evolució del cabal polsant en funció del angle girat.....	54
Figura 2-5: Vista de les plaques laterals .....	56
Figura 2-6: Predicció del rendiment volumètric a pressió màxima versus velocitat de gir .....	56
Figura 2-7: Rendiment volumètric de dues BE de diferents desplaçaments .....	57
Figura 2-8: Tipologia de les BE .....	58
Figura 2-9: Estudi experimental de la moviment de la placa amb sensors capacitius .....	70
Figura 3-1: Paràmetres genèrics d'un dentat evolvent (no inclou desplaçament) .....	77
Figura 3-2: Equilibri de forces en una BE .....	79
Figura 3-3: Variables dimensionals d'un engranatge amb perfil evolvent .....	79
Figura 3-4: Definició de volum atrapat.....	83
Figura 3-5: Evolució del volum atrapat. ....	83
Figura 3-6: Àrea transportada per un engranatge.....	85
Figura 3-7: Volum atrapat entre les dues ranures .....	85
Figura 3-8: Seqüència d'engranat en els graus 0,2 i 4 (un parell de dents engranant).....	86
Figura 3-9: Seqüència d'engranat en els graus 16,18 i 20 (dos parells de dents engranant).....	86
Figura 3-10: Seqüència de compressió del volum atrapat.....	87
Figura 3-11: Cabal geomètric en funció del angle .....	87

Figura 3-12: Cabal sortint per la ranura de descompressió (volum atrapat) .....	87
Figura 4-1: Muntatge experimental ISO 8426:1988 i ISO 4409:1986.....	93
Figura 4-2: Esquema hidràulic i instrumentació ISO 8426:1988 i ISO 4409:1986 .....	93
Figura 4-3: Regressions de la viscositat cinemàtica i dinàmica.....	96
Figura 4-4: Modelització de les fuites en una BE .....	99
Figura 4-5: Coeficient de descàrrega ( $C_d$ ) versus nombre de Reynolds ( $R_e$ ).....	99
Figura 4-6: Equilibri de les forces hidrodinàmiques en una pel·lícula d'oli.....	102
Figura 4-7: Força de fricció coulombiana.....	103
Figura 4-8: Resultats gràfics del assaig ISO 8426:1988 (22°C).....	107
Figura 4-9: Resultats gràfics del assaig ISO 8426:1988 (60°C).....	107
Figura 4-10: Cabal versus Pressió (22 °C) .....	108
Figura 4-11: Parell versus Pressió (22 °C) .....	108
Figura 4-12: Rendiment volumètric versus Pressió (22 °C).....	108
Figura 4-13: Rendiment mecànic versus Pressió (22 °C).....	109
Figura 4-14: Cabal versus Pressió (60 C) .....	109
Figura 4-15: Parell versus Pressió (60 °C) .....	109
Figura 4-16: Rendiment volumètric versus Pressió (60 °C).....	110
Figura 4-17: Rendiment mecànic versus Pressió (60 °C).....	110
Figura 4-18: Coeficient de fuites laminars versus Pressió .....	111
Figura 4-19: Coeficient de fuites laminars versus Velocitat de gir.....	111
Figura 4-20: Fuites laminars versus Pressió (22 °C).....	112
Figura 4-21: Fuites laminars versus Velocitat de gir (22 °C).....	112
Figura 4-22: Fuites laminars versus Pressió (60 °C).....	112
Figura 4-23: Fuites laminars versus Velocitat de gir (60 °C).....	113
Figura 4-24: Coeficient de fuites turbulentes versus Pressió .....	113
Figura 4-25: Coeficient fuites turbulentes versus Velocitat de gir.....	113
Figura 4-26: Fuites turbulentes versus Pressió.....	114
Figura 4-27: Fuites turbulentes versus Velocitat de gir .....	114

Figura 4-28: Pèrdues per compressibilitat versus Pressió .....	114
Figura 4-29: Pèrdues per compressibilitat versus Velocitat de gir.....	115
Figura 4-30: Fuites totals versus Pressió (22 °C) .....	115
Figura 4-31: : Fuites totals versus Velocitat de gir (22 °C).....	115
Figura 4-32: Fuites totals versus Pressió (60 °C) .....	116
Figura 4-33: Fuites totals versus Velocitat de gir (60 °C).....	116
Figura 4-34: Coeficient de fuites laminars versus Condicions operatives .....	116
Figura 4-35: Coeficient de fuites turbulentes versus Condicions operatives .....	117
Figura 4-36: Percentatge pèrdues per compressibilitat (22 °C).....	117
Figura 4-37: Percentatge pèrdues laminars (22 °C).....	117
Figura 4-38: Percentatge pèrdues turbulentes (22 °C).....	118
Figura 4-39: Percentatge pèrdues per compressibilitat (60 °C).....	118
Figura 4-40: Percentatge pèrdues laminars (60 °C).....	118
Figura 4-41: Percentatge pèrdues turbulentes (60 °C).....	119
Figura 4-42: Coeficient de fricció viscosa versus Pressió.....	119
Figura 4-43: Coeficient de fricció viscosa versus Velocitat de gir .....	119
Figura 4-44: Fricció viscosa versus Pressió (22 °C).....	120
Figura 4-45: Fricció viscosa versus Velocitat de gir (22 °C) .....	120
Figura 4-46: Fricció viscosa versus Pressió (60 °C).....	120
Figura 4-47: Fricció viscosa versus Velocitat de gir (60 °C) .....	121
Figura 4-48: Coeficient de fricció coulombiana versus Pressió.....	121
Figura 4-49: Coeficient de fricció coulombiana versus Velocitat de gir .....	121
Figura 4-50: Fricció coulombiana versus Pressió .....	122
Figura 4-51: Fricció coulombiana versus Velocitat de gir.....	122
Figura 4-52: Fricció total versus Pressió (22 °C) .....	122
Figura 4-53: Fricció total versus Velocitat de gir (22 °C).....	123
Figura 4-54: Fricció total versus Pressió (60 °C) .....	123
Figura 4-55: Fricció total versus Velocitat de gir (60 °C).....	123

Figura 4-56: Coeficient de fricció viscosa versus Condicions operatives.....	124
Figura 4-57: Coeficient de fricció coulombiana versus Condicions operatives.....	124
Figura 4-58: Percentatge fricció viscosa (22 °C) .....	124
Figura 4-59: Percentatge fricció coulombiana (22 °C).....	125
Figura 4-60: Percentatge fricció viscosa (60 °C) .....	125
Figura 4-61: Percentatge fricció coulombiana (60 °C).....	125
Figura 5-1: Sistema oleohidràulic simplificat .....	133
Figura 5-2: Representació del sistema amb impedàncies.....	133
Figura 5-3: Equilibri d'un volum de control dins d'un tub .....	135
Figura 5-4: Propagació d'una ona longitudinal en un tub.....	137
Figura 5-5: Esquema hidràulic assaig ISO 10767-1:1996 .....	139
Figura 5-6: Modelització del conducte de sortida.....	140
Figura 5-7: Representació de les impedàncies del conducte de sortida .....	142
Figura 5-8: Model de paràmetres distribuïts (a) versus concentrats (b).....	143
Figura 5-9: Muntatge experimental ISO 10767-1:1996.....	144
Figura 5-10: Esquema hidràulic i instrumentació ISO 10767-1:1996 .....	145
Figura 5-11: Instal·lació transductors pressió segons ISO 10767-1 .....	145
Figura 5-12: Espectre de pressió funcionant la font secundària (Sensor 1, 100 bar, 35°C) .....	149
Figura 5-13: Correlació del coeficient de fuites laminars .....	156
Figura 5-14: Correlació del coeficient fuites turbulentes.....	156
Figura 5-15: Amplitud de $Z_S$ experimental i modelitzada (50 bar 35°C).....	157
Figura 5-16: Fase de $Z_S$ experimental i modelitzada (50 bar 35°C).....	157
Figura 5-17: Amplitud de $Z_S$ experimental i modelitzada (50 bar 70 °C).....	158
Figura 5-18: Fase de $Z_S$ experimental i modelitzada (50 bar 70 °C).....	158
Figura 5-19: Amplitud de $Z_S$ experimental i modelitzada (100 bar 35°C).....	159
Figura 5-20: Fase de $Z_S$ experimental i modelitzada (100 bar 35°C).....	159
Figura 5-21: Amplitud de $Z_S$ interna experimental i modelitzada (100 bar 70 °C).....	160
Figura 5-22: Fase de $Z_S$ nterna experimental i modelitzada (100 bar 70 °C).....	160

Figura 5-23: Pulsació de cabal $Q_s$ (50 bar 35°C) .....	161
Figura 5-24: Pulsació de cabal $Q_s$ (50 bar 70 °C) .....	161
Figura 5-25: Pulsació de cabal $Q_s$ (100 bar 35°C) .....	162
Figura 5-26: Pulsació de cabal $Q_s$ (100 bar 70 °C) .....	162
Figura 5-27: Resultats de $Z_s$ d'una BE de 14 cm <sup>3</sup> .....	164
Figura 5-28: Resultats de $Q_s$ d'una BE 14 cm <sup>3</sup> .....	164
Figura 5-29: Cascada d'espectres del transductor 1 (100 bar 35°C) .....	165
Figura 6-1: Sensor de desplaçament capacitiu instal·lat en una dent.....	170
Figura 6-2: Distintes configuracions d'BE .....	171
Figura 6-3: Configuració BE amb plaques laterals partides .....	171
Figura 6-4: Configuració BE amb plaques laterals d'una sola peça.....	172
Figura 6-5: Equip bàsic del micròmetre làser Keyence LS-5041 .....	174
Figura 6-6: Muntatge per determinar els moviments axials.....	175
Figura 6-7: Muntatge per determinar la inclinació.....	175
Figura 6-8: Visió general equip amb els micròmetres làser.....	176
Figura 6-9: Visió frontal del equip amb micròmetres làser .....	176
Figura 6-10: Convenció de signes utilitzada.....	178
Figura 6-11: Interferència mesurada entre vareta i raig làser.....	178
Figura 6-12: Muntatge de la bomba de referència .....	179
Figura 6-13: Inclinació de la placa lateral dins la carcassa .....	180
Figura 6-14: Inclinació del eix dins del coixinet.....	180
Figura 6-15: Esquema del moviment del engranatge.....	181
Figura 6-16: Esquema del moviment de la placa .....	181
Figura 6-17: Desplaçament de les varetes en assaig 1(x1, x2) i assaig 2 (y1) .....	182
Figura 6-18: Desplaçament de la vareta de la placa en assaig 1(x1) i assaig 2 (y1) .....	182
Figura 6-19: Inclinació de la placa.....	182
Figura 6-20: Desplaçament en els extrems .....	182
Figura 6-21: Eix de gir Y-Y, simetria X-X.....	183



Figura 6-22: Espessor mig augmentat pressió (20 °C).....	183
Figura 6-23: Espessor mig disminuint pressió (20 °C).....	184
Figura 6-24: Inclinació augmentant pressió (20°C) .....	184
Figura 6-25: Inclinació disminuint pressió (20 °C).....	184
Figura 6-26: Espessor mínim augmentat pressió (20 °C).....	185
Figura 6-27: Espessor mínim disminuint pressió (20 °C) .....	185
Figura 6-28: Espessor mig augmentat pressió (50°C).....	185
Figura 6-29: Espessor mig disminuint pressió (50 °C).....	186
Figura 6-30: Inclinació augmentant pressió (50 °C) .....	186
Figura 6-31: Inclinació disminuint pressió (50 °C).....	186
Figura 6-32: Espessor mínim augmentat pressió (50 °C).....	187
Figura 6-33: Espessor mínim disminuint pressió (50 °C) .....	187
Figura 6-34: Generació de pressió en una falca física .....	192
Figura 7-1: Plaques lateral en una bomba d'engranatges externs. ....	195
Figura 7-2: Equilibri de forces en les plaques laterals .....	196
Figura 7-3: Cinemàtica completa de placa lateral.....	197
Figura 7-4: Cinemàtica estudiada de la placa lateral.....	197
Figura 7-5: Dimensions característiques del domini placa-engranatge.....	197
Figura 7-6: Diagrama de BG bàsic de la dinàmica de la placa lateral .....	199
Figura 7-7: Superfícies sotmeses a la pressió hidrostàtica en la placa lateral. ....	201
Figura 7-8: Centre de pressions de cadascuna de les àrees considerades .....	201
Figura 7-9: Perímetre placa lateral fregant amb la carcassa.....	202
Figura 7-10: Força de compressió de la junta d'estanqueïtat per unitat de longitud.....	202
Figura 7-11: Longitud de la junta que separa la zona d'impulsió i aspiració .....	202
Figura 7-12: Moments de fricció considerats en la inclinació de la placa .....	204
Figura 7-13: Continuïtat en una superfície convergent-divergent.....	205
Figura 7-14: Flux de Couette (a) i Poiseuille (b) a través d'una escletxa.....	205
Figura 7-15: Termes de l'equació de Reynolds .....	206

Figura 7-16: Generació d'una falca per canvi de densitat .....	208
Figura 7-17: Generació d'una falca per estirament.....	208
Figura 7-18: Generació d'una falca física.....	208
Figura 7-19: Generació d'una falca per empenta normal .....	208
Figura 7-20: Generació d'una falca d'empenta per translació.....	208
Figura 7-21: Generació d'una falca per expansió.....	208
Figura 7-22: Analogia amb un coixinet de lliscament de cares planes inclinades .....	209
Figura 7-23: Definició d'espessor mínim $h_0$ , alçada de la falca $S_h$ , i centre de pressions $x_{cp}$ .....	210
Figura 7-24: Seqüència de càlcul de les forces de sustentació hidrodinàmiques.....	211
Figura 7-25: Capacitat de càrrega (a) i el centre de pressions (b) vs l'espessor adimensional .....	215
Figura 7-26: Contribució de les diferents zones a la sustentació .....	216
Figura 7-27: Diferencials de superfície considerats.....	216
Figura 7-28: Analogia amb un coixinet d'empenta de cares planes paral·leles.....	220
Figura 7-29: Diagrama de BG complet del moviment de la placa lateral.....	223
Figura 7-30: Mòdul de diagrama de blocs inserit pel càlcul de $W_{hydr}$ .....	224
Figura 7-31: Representació del coixí hidràulic dels eixos .....	226
Figura 7-32: Càlcul de la viscositat cinemàtica a 40°C 100 bar oli ISO VG32. ....	227
Figura 7-33: Espessor mínim $h_0$ i inclinació $\alpha$ versus pressió (20 °C 1000 rpm).....	229
Figura 7-34: Espessor mínim $h_0$ i inclinació $\alpha$ versus pressió (20 °C 1500 rpm).....	229
Figura 7-35: Espessor mínim $h_0$ i inclinació $\alpha$ versus pressió (20 °C 2000 rpm).....	229
Figura 7-36: Espessor mínim $h_0$ i inclinació $\alpha$ versus pressió (50 °C 1000 rpm).....	230
Figura 7-37: Espessor mínim $h_0$ i inclinació $\alpha$ versus pressió (50 °C 1500 rpm).....	230
Figura 7-38: Espessor mínim $h_0$ i inclinació $\alpha$ versus pressió (50 °C 2000 rpm).....	230
Figura 7-39: Espessor mínim adimensional $H_0$ versus alçada de la falca $S_h$ (20 °C 1000 rpm)....	231
Figura 7-40: Espessor mínim adimensional $H_0$ versus alçada de la falca $S_h$ (20 °C 1500 rpm)....	231
Figura 7-41: Espessor mínim adimensional $H_0$ versus alçada de la falca $S_h$ (20 °C 2000 rpm)....	231
Figura 7-42: Espessor mínim adimensional $H_0$ versus alçada de la falca $S_h$ (50 °C 1000 rpm)....	232
Figura 7-43: Espessor mínim adimensional $H_0$ versus alçada de la falca $S_h$ (50 °C 1500 rpm)....	232

Figura 7-44: Espessor mínim adimensional $H_0$ versus alçada de la falca $S_h$ (50 °C 2000 rpm)....	232
Figura 7-45: Equilibri de forces sobre la placa lateral (20 °C 1000 rpm) .....	233
Figura 7-46: Equilibri de forces sobre la placa lateral (20 °C 1500 rpm) .....	233
Figura 7-47: Equilibri de forces sobre la placa lateral (20 °C 2000 rpm) .....	233
Figura 7-48: Equilibri de forces sobre la placa lateral (50 °C 1000 rpm) .....	234
Figura 7-49: Equilibri de forces sobre la placa lateral (50 °C 1500 rpm) .....	234
Figura 7-50: Equilibri de forces sobre la placa lateral (50 °C 2000 rpm) .....	234
Figura 7-51: Equilibri de moments sobre la placa lateral (20 °C 1000 rpm) .....	235
Figura 7-52: Equilibri de moments sobre la placa lateral (20 °C 1500 rpm) .....	235
Figura 7-53: Equilibri de moments sobre la placa lateral (20 °C 2000 rpm) .....	235
Figura 7-54: Equilibri de moments sobre la placa lateral (50 °C 1000 rpm) .....	236
Figura 7-55: Equilibri de moments sobre la placa lateral (50 °C 1500 rpm) .....	236
Figura 7-56: Equilibri de moments sobre la placa lateral (50 °C 2000 rpm) .....	236
Figura 7-57: Moviment de la placa versus pulsació de pressió (35°C 1500 rpm 50 bar).....	238
Figura 7-58: Moviment de la placa versus pulsació de pressió (70 °C 1500 rpm 50 bar).....	238
Figura 7-59: Moviment de la placa versus pulsació de pressió (35°C 1500 rpm 100 bar).....	239
Figura 7-60: Moviment de la placa versus pulsació de pressió (70 °C 1500 rpm 100 bar).....	239
Figura 7-61: Comportament de la força com coixinet d'empenta (20°C 1500 rpm).....	240
Figura 8-1: Organigrama tasques per validació en condicions reals del model de bomba .....	246
Figura 8-2: Diagrama de Bond Graph a partir d'un circuit hidràulic bàsic .....	248
Figura 8-3: Màquina d'execució de pilots LLAMADA P140 .....	250
Figura 8-4: Esquema d'una màquina d'execució de pilots. ....	251
Figura 8-5: Esquema hidràulic complet LLAMADA P140 .....	252
Figura 8-6: Ubicació de la instrumentació en les proves de camp.....	254
Figura 8-7: Acoblament de la bomba de referència a la màquina LLAMADA P140.....	254
Figura 8-8: Adaptació del circuit de la màquina i seccions característiques.....	255
Figura 8-9: Transformació del distribuïdor de centre tancat a centre obert .....	255
Figura 8-10: Corba característica de la limitadora de pressió del distribuïdor .....	256

Figura 8-11: Diagrama de Bond Graph troncal del funcionament de la bomba .....	257
Figura 8-12: Procediment de parametrització de les pèrdues volumètriques.....	260
Figura 8-13: Ajust del coeficient de fuites laminars $C_S$ versus Pressió .....	262
Figura 8-14: Ajust del coeficient de fuites turbulentes $C_{ST}$ versus Pressió.....	262
Figura 8-15: Exemple de l'obtenció experimental del coeficients de fuites.....	262
Figura 8-16: Procediment de parametrització de les pèrdues mecàniques.....	263
Figura 8-17: Ajust del coeficient de fricció viscosa $C_V$ versus Pressió .....	265
Figura 8-18: Ajust del coeficient de fricció coulombiana $C_F$ versus Pressió .....	265
Figura 8-19: Exemple de l'obtenció experimental dels coeficients de fricció.....	265
Figura 8-20: Diagrama de BG complet del funcionament de la bomba.....	267
Figura 8-21: Moviment del peu de torre .....	269
Figura 8-22: Moviment del JIB.....	269
Figura 8-23: Resultats de les probes amb el peu de torre 1030 rpm .....	270
Figura 8-24: Resultats de les probes amb el peu de torre 1467 rpm .....	271
Figura 8-25: Resultats de les probes amb el peu de torre 1961 rpm .....	272
Figura 8-26: Resultats de les probes amb el JIB 1030 rpm.....	273
Figura 8-27: Resultats de les probes amb el JIB 1467 rpm.....	274
Figura 8-28: Resultats de les probes amb el JIB 1961 rpm.....	275
Figura 8-29: Resultats de les probes amb règim transitori del peu de torre a 1480 rpm.....	276
Figura 8-30: Augment del rendiment real, enganxada de la placa i retard del cabal real. ....	280
Figura 8-31: Resultats de la simulació conjunta de bomba i placa (JIB 1467 rpm).....	282
Figura 8-32: Resultats de la simulació conjunta de bomba i placa (JIB a 1961 rpm).....	284
Figura 8-33: Relació entre els coeficients de fuites amb la posició de la placa (JIB 1467 rpm) ..	284
Figura 8-34: Relació entre els coeficients de fuites amb la posició de la placa (JIB 1961 rpm) ..	285
Figura 8-35: Valors de les variables en el punt d'espessor mínim (40 °C).....	288
Figura 8-36: Valors de les variables en el punt d'espessor mínim (60 °C).....	288
Figura 8-37: Exemple d'espessors del espai entre engranatges i placa lateral.....	289
Figura 8-38: Desfasament temporal entre el cabal real i el simulat. ....	290

Figura 8-39: Modificació del model per introduir el desfasament entre el cabal simulat i el real.	290
Figura 8-40: Característiques oli Shell Tellus S2.....	292
Figura 8-41: Comparació del cabal real i simulat pujar i baixar JIB 1467 rpm.....	293
Figura 8-42: Comparació dels rendiments reals i simulats pujar i baixar JIB 1467 rpm.....	293
Figura 8-43: Comparació del cabal real i simulat pujar i baixar JIB 1961 rpm.....	293
Figura 8-44: Comparació dels rendiments reals i simulats pujar i baixar JIB 1961 rpm.....	293
Figura 8-45: Bond Graph definitiu del funcionament de la bomba de referència.....	294
Figura 8-46: Posició de la placa amb un augment progressiu de la pressió.....	296
Figura 8-47: Posició de la placa amb un augment sobtat de la pressió.....	296
Figura 8-48: Simulació de l'enganxada de la placa (40 °C).....	297
Figura 8-49: Simulació de l'enganxada de la placa (60 °C).....	297
Figura 8-50: Simulació de la histèresis (40 °C).....	297
Figura 8-51: Simulació de la histèresis (60 °C).....	298
Figura 10-1: Cabal versus Velocitat de gir (22 °C).....	308
Figura 10-2: Parell versus Velocitat de gir (22 °C).....	308
Figura 10-3: Potència versus Pressió (22 °C).....	308
Figura 10-4: Potència versus Velocitat de gir (22 °C).....	309
Figura 10-5: Rendiment volumètric versus Velocitat de gir (22 °C).....	309
Figura 10-6: Rendiment mecànic versus Velocitat de gir (22 °C).....	309
Figura 10-7: Rendiment total versus Pressió (22 °C).....	310
Figura 10-8: Rendiment total versus Velocitat de gir (22 °C).....	310
Figura 10-9: Cabal versus Velocitat de gir (60 °C).....	310
Figura 10-10: Parell versus Velocitat de gir (60 °C).....	311
Figura 10-11: Potència versus Pressió (60 °C).....	311
Figura 10-12: Potència versus Velocitat de gir (60 °C).....	311
Figura 10-13: Rendiment volumètric versus Velocitat de gir (60 °C).....	312
Figura 10-14: Rendiment mecànic versus Velocitat de gir (60 °C).....	312
Figura 10-15: Rendiment total versus Pressió (60 °C).....	312

Figura 10-16: Rendiment total versus Velocitat de gir (60 °C).....	313
Figura 10-17: Pulsació de pressió transductor 1 temporal (50 bar 35°C).....	313
Figura 10-18: Pulsació de pressió transductor 1 temporal (50 bar 70 °C).....	313
Figura 10-19: Pulsació de pressió transductor 1 temporal (100 bar 35°C).....	314
Figura 10-20: Pulsació de pressió transductor 1 temporal (100 bar 70 °C).....	314
Figura 10-21: Pulsació de pressió transductor 1 freqüencial (50 bar 35°C).....	314
Figura 10-22: Pulsació de pressió transductor 2 freqüencial (50 bar 35°C).....	315
Figura 10-23: Pulsació de pressió transductor 3 freqüencial (50 bar 35°C).....	315
Figura 10-24: Pulsació de pressió transductor 1 freqüencial (50 bar 70 °C).....	315
Figura 10-25: Pulsació de pressió transductor 2 freqüencial (50 bar 70 °C).....	316
Figura 10-26: Pulsació de pressió transductor 3 freqüencial (50 bar 70 °C).....	316
Figura 10-27: Pulsació de pressió transductor 1 freqüencial (100 bar 35°C).....	316
Figura 10-28: Pulsació de pressió transductor 2 freqüencial (100 bar 35°C).....	317
Figura 10-29: Pulsació de pressió transductor 3 freqüencial (100 bar 35°C).....	317
Figura 10-30: Pulsació de pressió transductor 1 freqüencial (100 bar 70 °C).....	317
Figura 10-31: Pulsació de pressió transductor 2 freqüencial (100 bar 70 °C).....	318
Figura 10-32: Pulsació de pressió transductor 3 freqüencial (100 bar 70 °C).....	318
Figura 10-33: Desplaçament volumètric utilitzant el mètode de intercepció a pressió zero.....	328
Figura 10-34: Cabal versus pressió a 800 i 1600 rpm (22 °C) .....	331
Figura 10-35: Desplaçament versus velocitat de gir (22 °C).....	331
Figura 10-36: Cabal versus pressió a 800 i 1600 rpm (60 °C) .....	331
Figura 10-37: Desplaçament versus velocitat de gir (60 °C).....	331
Figura 10-38: Model estàndard de Norton (a) i modificat (b).....	332
Figura 10-39: Bomba descarregant en el SISTEMA 1 .....	334
Figura 10-40: Bomba descarregant en el SISTEMA 2 .....	334
Figura 10-41: Esquema hidràulic ISO 10767-1:2015 .....	335
Figura 10-42: Equip d'assaig i instrumentació ISO 10767-1:2015 .....	335
Figura 10-43: Muntatge experimental ISO 10767-1:2015 .....	336

Figura 10-44: Senyal freqüencial de la pressió 1 en el sistema 1 (50 bar).....	337
Figura 10-45: Senyal freqüencial de la pressió 2 en el sistema 1 (50 bar).....	337
Figura 10-46: Senyal freqüencial de la pressió 1 en el sistema 2 (50 bar).....	338
Figura 10-47: Senyal freqüencial de la pressió 2 en el sistema 2 (50 bar).....	338
Figura 10-48: Pulsació de cabal en el model estàndard de Norton (50 bar) .....	338
Figura 10-49: Pulsació de cabal en el model modificat (50 bar).....	339
Figura 10-50: Pulsació de cabal ISO 10767-1:1996 (50 bar 35°C).....	339
Figura 10-51: Comparació entre la senyal temporal de la pulsació de cabal i la teòrica (50 bar)..	339
Figura 10-52: Notació variable en Bond-Graph.....	341
Figura 10-53: Notació del paràmetres en els enllaços.....	341
Figura 10-54: Exemple d'entrada energètica com font de flux (a) i font d'esforç (b) .....	342
Figura 10-55: Element resistiu en un sistema mecànic .....	342
Figura 10-56: Element capacitiu en un sistema mecànic .....	343
Figura 10-57: Element inductiu en un sistema mecànic .....	344
Figura 10-58: Tetraedre d'estat .....	344
Figura 10-59: Unió tipus 1 .....	344
Figura 10-60: Unió tipus 0.....	344
Figura 10-61: Element mecànic (a), representació ideal (b) i el seu Bond Graph (c).....	345
Figura 10-62: Representació de la unió dos sistemes mecànics (a) i (b) i el seu Bond Graph (c) .	346
Figura 10-63: Utilització mòdul TF pel mecanisme de palanca simple.....	346

## Llista de taules

Taula 2-1: Cabal mig segons diversos autors.....	61
Taula 2-2: Índex d'irregularitat segons diversos autors .....	61
Taula 2-3: Aportacions de diferents autors ordenades cronològicament .....	74
Taula 3-1: Característiques de les rodes dentades de la bomba de referència .....	78
Taula 3-2: Dades pel càlcul gràfic del desplaçament volumètric.....	85
Taula 4-1: Errors màxims permesos en l'assaig ISO 4409:1986 .....	91
Taula 4-2: Variació màxima dels paràmetres durant l'assaig ISO 4409:1986.....	91
Taula 4-3: Prestacions del banc d'assaig.....	92
Taula 4-4: Components principals del banc assaig ISO 8426:1988 i ISO 4409:1986 .....	94
Taula 4-5: Característiques del oli FUCHS Renolin B10 .....	96
Taula 4-6: Resultats numèrics del assaig ISO 8426:1988.....	107
Taula 5-1: Longitud del tub i posició dels transductors assaig ISO 10676-1:1996 .....	144
Taula 5-2: Components principals del banc assaig ISO 10767-1:1996 .....	145
Taula 5-3: Comparació entre els harmònics de la bomba assajada i la font secundària .....	149
Taula 5-4: Resultats del càlcul de la velocitat de propagació del so.....	150
Taula 5-5: Càlcul iteratiu de la velocitat del so (100 bar 70 °C).....	150
Taula 5-6: Càlcul de les constants ISO107676-1:1996 (100 bar 70 °C) .....	150
Taula 5-7: Exemple del càlcul impedància interna (100 bar 70 °C).....	151
Taula 5-8: Càlcul coeficients $c_1$ i $c_2$ del model de paràmetres distribuïts (100 bar 70 °C).....	152
Taula 5-9: Valors dels models de paràmetres distribuïts i concentrats (100 bar 70 °C).....	153
Taula 5-10: Valors de les impedàncies del port de sortida en els tres primers harmònics.....	156
Taula 5-11: Exemple del càlcul analític de la impedància interna $Z_s$ .....	156
Taula 6-1: Característiques del micròmetre làser Keyence LS-5041 .....	175
Taula 6-2: Paràmetres geomètrics pel càlcul del desplaçament de la placa.....	189
Taula 7-1: Exemple de cicle de treball introduït en BG.....	222
Taula 7-2: Factor de forma $K_d$ com coixinet de lliscament en funció condicions operatives .....	237



Taula 7-3: Increment de la temperatura del oli a 150 bar .....	237
Taula 7-4: Increment de la temperatura del oli mantenint el factor de forma $K_d=0.23$ .....	237
Taula 8-1: Exemple de les dades adquirides EXPDATA en peu de torre 1480 rpm .....	258
Taula 8-2: Variables representades en la simulació conjunta .....	281
Taula 10-1: Espessor de la pel·lícula i inclinació de la placa (500 rpm 20 °C) .....	319
Taula 10-2: Espessor de la pel·lícula i inclinació de la placa (750 rpm 20 °C) .....	319
Taula 10-3: Espessor de la pel·lícula i inclinació de la placa (1000 rpm 20 °C).....	320
Taula 10-4: Espessor de la pel·lícula i inclinació de la placa (1250 rpm 20 °C).....	320
Taula 10-5: : Espessor de la pel·lícula i inclinació de la placa (1500 rpm 20 °C) .....	321
Taula 10-6: Espessor de la pel·lícula i inclinació de la placa (1750 rpm 20 °C).....	321
Taula 10-7: Espessor de la pel·lícula i inclinació de la placa (2000 rpm 20 °C).....	322
Taula 10-8: Espessor de la pel·lícula i inclinació de la placa (500 rpm 50 °C) .....	322
Taula 10-9: Espessor de la pel·lícula i inclinació de la placa (750 rpm 50 °C) .....	323
Taula 10-10: Espessor de la pel·lícula i inclinació de la placa (1000 rpm 50 °C).....	323
Taula 10-11: Espessor de la pel·lícula i inclinació de la placa (1250 rpm 50 °C).....	324
Taula 10-12: Espessor de la pel·lícula i inclinació de la placa (1500 rpm 50 °C).....	324
Taula 10-13: Espessor de la pel·lícula i inclinació de la placa (1750 rpm 50 °C).....	325
Taula 10-14: Espessor de la pel·lícula i inclinació de la placa (2000 rpm 50 °C).....	325
Taula 10-15: Relació cabal versus velocitat de gir (22 °C).....	328
Taula 10-16: Relació cabal versus velocitat de gir (60 °C).....	328
Taula 10-17: Resultats del assaig ISO 8426:2008 (22 °C).....	329
Taula 10-18: Resultats del assaig ISO 8426:2008 (60 °C).....	330
Taula 10-19: Components principals del banc assaig ISO 10767-1:2015 .....	336
Taula 10-20: Variables d'esforç i flux en diferents branques científiques.....	340
Taula 10-21: Possibles causalitats dels elements de BG.....	347

## Nomenclatura

(per ordre d'aparició aprox.)

$Q_m$ :	Cabal mig geomètric ( $m^3/s$ , lpm segons context)
$n$ :	Velocitat de gir de la bomba (rpm)
$b$ :	Ample del dentat (m, mm segons context)
$R_p$ :	Radi primitiu del dentat (m, mm segons context)
$h$ :	Alçada de la dent (m, mm segons context)
$m$ :	Mòdul del dentat (m, mm segons context)
$\alpha_o$ :	Angle de pressió del dentat ( $^\circ$ )
$z$ :	$n^\circ$ de dents de la roda dentada
$\sigma$ :	Índex d'irregularitat
$Q_i$ :	Cabal mig ideal de la bomba ( $m^3/s$ , lpm segons context)
$Q$ :	Cabal genèric ( $m^3/s$ , lpm segons context)
$D$ :	Desplaçament volumètric real segons ISO 8426 ( $m^3/rad$ , $cm^3/rev$ , $mm^3/rev$ segons context)
$\omega$ :	Velocitat de gir de la bomba (rad/s)
$p$ :	Pressió de treball genèrica. (Pa, bar segons context)
$\Delta P$ :	Increment de pressió entre l'aspiració i impulsió (Pa)
$\omega$ :	Velocitat de gir de la bomba (rad/s)
$N_m$ :	Potència mecànica (W)
$N_h$ :	Potència hidràulica (W)
$\eta_v$ :	Rendiment volumètric de la bomba
$\eta_m$ :	Rendiment mecànic de la bomba
$\eta_B$ :	Rendiment total de la bomba
$T$ :	Parell mig real aplicat al eix de la bomba (Nm)
$T_i$ :	Parell mig ideal al eix de la bomba (Nm)
$E$ :	Energia (J)
$d\theta$ :	Diferencial d'angle $\theta$ (rad)
$dV$ :	Diferencial de volum impulsat al girar un angle $d\theta$ ( $m^3$ )
$T_1$ :	Parell ideal engranatge conductor (Nm)
$T_2$ :	Parell ideal engranatge conduït (Nm)
$t$ :	Temps (s)
$r$ :	Radi del punt d'engranat (Capítol 3) (m)
$L_{eng}$ :	Longitud de la línia d'engranat (m).
$R_a$ :	Radi cap del engranatge (m)
$r_1$ :	Distància del centre del engranatge conductor al punt de contacte (m)

## Nomenclatura

$r_2$ :	Distància del centre del engranatge conduït al punt de contacte (m)
$R_b$ :	Radi base del engranatge (m)
$D_e$ :	Diàmetre del eix del engranatge (m)
$a$ :	Distància del punt de contacte al punt de engranat (m)
$V_g$ :	Volum entregat per un parell de dent ( $m^3$ , $cm^3$ , $mm^3$ segons context)
$D_g$ :	Desplaçament volumètric geomètric ( $m^3/rad$ , $cm^3/rev$ , $mm^3/rev$ segons context)
$t_n$ :	Pas en el diàmetre base (m)
$Q_{ins}$ :	Cabal instantani ( $m^3/s$ )
$Q'$ :	Cabal instantani desallotjat per la ranura de descompressió ( $m^3/s$ )
$e$ :	Distància entre dos punts engranant simultàniament (Capítol 3) (m)
$\tau$ :	Coefficient de recobriment
$dS$ :	Variació de la superfície atrapada ( $m^2$ )
$S_1$ :	Superfície atrapada per sobre del punt P ( $m^2$ )
$S_2$ :	Superfície atrapada per sota del punt P ( $m^2$ )
$x$ :	Distància del punt P al punt de contacte superior (Capítol 3) (m)
$y$ :	Distància del punt P al punt de contacte inferior (Capítol 3) (m)
$Q_S$ :	Cabal de fuites o lliscament laminar ( $m^3/s$ ) <sup>vii</sup>
$Q_{ST}$ :	Cabal de fuites o lliscament turbulent ( $m^3/s$ )
$Q_C$ :	Cabal comprimit ( $m^3/s$ )
$T_V$ :	Parell degut a la fricció viscosa (Nm)
$T_F$ :	Parell degut a la fricció coulombiana <sup>viii</sup> (Nm)
$\beta$ :	Mòdul de compressibilitat del oli (Pa)
$\beta_T$ :	Mòdul de compressibilitat isotèrmic secant (Pa)
$\beta_{ef}$ :	Mòdul de compressibilitat efectiu del oli (tenint en compte el tub) (Pa)
$V_0$ :	Volum genèric comprimit ( $m^3$ )
$\Delta q_{ve}$ :	Increment de cabal entre dos punts d'assaig ISO 8426:1988 ( $cm^3/min$ )
$\Delta n$ :	Increment de la velocitat de gir $\Delta n$ (rpm)
$\Delta n$ :	Increment de velocitat de gir entre dos punts d'assaig ISO 8426:1988 (rpm)
$q_{v,e}^P$ :	Cabal en ISO4409:1986 a la sortida de la bomba a una temp. $\theta_{2e}$ i una pressió $p_{2e}$ ( $m^3/s$ )
$\delta$ :	Coefficient de dilatació tèrmica del oli ( $^{\circ}C^{-1}$ )
$q_v$ :	Cabal mesurat en el cabalímetre en l'assaig ISO4409:1986 ( $m^3/s$ )
$\theta_{2e}$ :	Temperatura a la sortida de la bomba en l'assaig ISO4409:1986 ( $^{\circ}C$ )
$\theta_c$ :	Temperatura a l'entrada del cabalímetre en l'assaig ISO4409:1986 ( $^{\circ}C$ )
$p_{1e}$ :	Pressió a l'aspiració de la bomba en l'assaig ISO 4409:1986 (Pa)

<sup>vii</sup> El subíndex en majúscula

<sup>viii</sup> Com ja s'explicarà en el Capítol 4, millor anomenar-ho "depenent de la pressió".

## Nomenclatura

$p_{2c}$ :	Pressió a la sortida de la bomba en l'assaig ISO4409:1986 (Pa)
$p_c$ :	Pressió a l'entrada del cabalímetre en l'assaig ISO4409:1986 (Pa)
$N_m$ :	Potència d'accionament en l'assaig ISO 4409:1986 (W)
$N_h$ :	Potència hidràulica entregada per la bomba en l'assaig ISO 4409:1986 (W)
$\eta_v^p$ :	Rendiment volumètric a pressió p en l'assaig ISO 4409:1986
$\eta_m^p$ :	Rendiment mecànic a pressió p en l'assaig ISO 4409:1986
$\eta_B^p$ :	Rendiment total a pressió p en l'assaig ISO 4409:1986
$\mu$ :	Viscositat dinàmica del oli (Pa.s)
$\mu_0$ :	Viscositat dinàmica del oli a pressió 0 bar (Pa.s)
$\nu$ :	Viscositat cinemàtica del oli ( $m^2/s$ ; cSt segons context)
$\rho$ :	Densitat del oli ( $kg/m^3$ )
$\Delta V_c$ :	Volum comprimit ( $m^3$ )
$l$ :	Longitud de l'escletxa o d'una falca hidrodinàmica (m)
$u$ :	Velocitat tangencial de la superfície mòbil (m/s)
$e$ :	Espessor pel·lícula d'oli (Capítol 4) (m)
$\tau$ :	Tensió de cisallament ( $N/m^2$ )
$\tau_0$ :	Tensió de cisallament en $y=0$ ( $N/m^2$ )
$T_{th}$ :	Parell resistiu degut a les forces hidrodinàmiques (Nm)
$T_k$ :	Parell resistiu degut a un contacte coulombià (Nm)
$C_d$ :	Coefficient de descàrrega d'un orifici
$S$ :	Superfície d'un orifici (Capítol 4) ( $m^2$ )
$C_s$ :	Coefficient de fuites laminars
$C_{ST}$ :	Coefficient de fuites turbulentes
$C_v$ :	Coefficient de fricció viscosa
$C_F$ :	Coefficient de fricció colombiana
$C_c$ :	Coefficient de fricció en el conducte
$\mu_k$ :	Coefficient de fricció colombiana
$N$ :	Força normal (N)
$F_k$ :	Força de fricció deguda a un contacte (coulombiana) (N)
$\theta_1$ :	Temperatura 1 en l'assaig ISO 4409:1986 ( $^{\circ}C$ )
$\theta_2$ :	Temperatura 2 en l'assaig ISO 4409:1986 ( $^{\circ}C$ )
$\mu_1$ :	Viscositat dinàmica del oli a temperatura $\theta_1$ (Pa.s)
$\mu_2$ :	Viscositat dinàmica del oli a temperatura $\theta_2$ (Pa.s)
$q_{v,\theta_1}^p$ :	Cabal volumètric a pressió p i temperatura $\theta_1$ ( $m^3/s$ , lpm segons context)
$q_{v,\theta_2}^p$ :	Cabal volumètric a pressió p i temperatura $\theta_2$ ( $m^3/s$ , lpm segons context)
$T_{p\theta_1}^p$ :	Parell aplicat a la bomba a pressió p i temperatura $\theta_1$ (Nm)
$T_{p\theta_2}^p$ :	Parell aplicat a la bomba a pressió p i temperatura $\theta_2$ (Nm)

## Nomenclatura

f:	Freqüència de bombeig (Hz)
$Q_n$ :	Amplitud del harmònic n ( $m^3/s$ )
$\psi_n$ :	Fase del harmònic n (rad)
F:	Força (N)
r:	Resistència viscosa per unitat de longitud (Capítol 5) (N/m)
$P_x$ :	Pulsació de pressió a una distància x de la font generadora (Pa)
$Q_x$ :	Pulsació de cabal a una distància x de la font generadora (Pa)
F:	Ona de pressió incident de la font generadora (Pa)
G:	Ona de pressió reflectida de la font generadora (Pa)
$\gamma$ :	Coefficient de propagació de l'ona
A:	Àrea interior d'un tub ( $m^2$ )
$Z_0$ :	Impedància característica del tub ( $Ns/m^5$ )
$Z_T$ :	Impedància del extrem ( $Ns/m^5$ )
$Z_S$ :	Impedància interna de la bomba assajada (font principal) ( $Ns/m^5$ )
$E_p$ :	Mòdul de Young del material del tub (Pa)
$e_t$ :	Espessor del tub (m)
d:	Diàmetre interior d'un tub (m)
L:	Longitud d'un tub (m)
c:	Velocitat de propagació de l'ona (m/s)
$Q_s$ :	Pulsació de cabal de la bomba assajada (font principal) ( $Ns/m^5$ ) <sup>ix</sup>
$Q_{s2}$ :	Pulsació de cabal de la font secundària ( $Ns/m^5$ )
$\rho_s$ :	Coefficient de reflexió de la bomba assajada (font principal)
$\rho_t$ :	Coefficient de reflexió del extrem
$dV_0$ :	Diferencial de volum que ha iniciat el moviment en un tub en l' instant dt
$dM_0$ :	Diferencial de massa que ha iniciat el moviment en un tub en l' instant dt
$d\varphi$ :	Diferencial de quantitat de moviment d'un $dM_0$
v:	Velocitat del oli en un tub (m/s)
A:	Àrea interna d'un tub ( $m^2$ )
$P_l$ :	Pulsació de pressió a una distància l de la sortida de la bomba (Pa)
$Q_l$ :	Pulsació de cabal a una distància l de la sortida de la bomba ( $m^3/s$ )
$P_0$ :	Pulsació de pressió a la sortida de la bomba (Pa)
$Q_0$ :	Pulsació de cabal a la sortida de la bomba ( $m^3/s$ )
$f_f$ :	Coefficient de fricció de Darcy-Weisbach
Re:	Nombre de Reynolds

---

<sup>ix</sup> El subíndex en minúscula

## Nomenclatura

R:	Resistència del fluid en un tub ( $N \cdot s/m^5$ ) o Resistor en BG (unitats segons camp estudi)
C:	Capacitat del fluid en un tub ( $m^5/N$ ) o Capacitor en BG (unitats segons camp estudi)
I:	Inèrcia del fluid en un tub (kg) o Inductor en BG (unitats segons camp estudi)
$V_S$ :	Volum de la cambra d'impulsió anterior al conducte de sortida ( $m^3$ )
$V_L$ :	Volum del conducte de sortida ( $m^3$ )
$R_f$ :	Part real de $Z_S$ degut a les fuites internes ( $N \cdot s/m^5$ )
R:	Part real de $Z_S$ degut a la resistència del conducte de sortida ( $N \cdot s/m^5$ )
$Z_L$ :	Part inductiva de $Z_S$ ( $N \cdot s/m^5$ )
$Z_C$ :	Part capacitiva de $Z_S$ ( $N \cdot s/m^5$ )
$P_X$ :	Pulsació de pressió a una distància x de la font principal (Pa)
$P_l$ :	Pulsació de pressió a una distància l de la font principal (Pa)
$Q_X$ :	Pulsació de cabal a una distància x de la font principal ( $m^3/s$ )
$Q_l$ :	Pulsació de cabal a una distància l de la font principal ( $m^3/s$ )
$P_{i,j}$ :	Amplitud de la pulsació de pressió en el transductor i del harmònic j (Pa)
$Q_{i,j}$ :	Amplitud de la pulsació de cabal en el transductor i del harmònic j ( $m^3/s$ )
$Z_{S,i}$ :	Amplitud de la impedància de la bomba assajada en l'harmònic i ( $Ns/m^5$ )
$Z_{SM,i}$ :	Amplitud de la impedància modelada en l'harmònic i ( $Ns/m^5$ )
$\varphi$ :	Coefficient de relaxació de la iteració
$c_0$ :	Velocitat de propagació del ona en iteració (m/s)
$c_{0,NEW}$ :	Velocitat de propagació del ona en iteració després d'iteració (m/s)
$c_{0,OLD}$ :	Velocitat de propagació del ona en iteració abans d'iteració (m/s)
$\Delta c_0$ :	Increment de velocitat de propagació del ona en iteració (m/s)
$N_s$ :	Número de cisallament de l'ona
$\xi$ :	Coefficient d'esmoreïment per la fricció viscosa
$k_1$ :	Funció 1 del $n^\circ$ de cisallament de l'ona
$k_2$ :	Funció 2 del $n^\circ$ de cisallament de l'ona
$P_{m,i}$ :	Amplitud de la pulsació de pressió en la posició m i harmònic i (Pa)
$Z_{SM,i}$ :	Amplitud de la impedància modelitzada de la bomba en l'harmònic i ( $N \cdot s/m^5$ )
$Q_f$ :	Cabal de fuites ( $m^3/s$ )
$e_{MAX}$ :	Desplaçament axial màxim permès de la placa lateral (mm)
$L_{CB}$ :	Longitud de la carcassa de la bomba (mm)
$L_{PL}$ :	Longitud de la placa lateral (mm)
$L_r$ :	Longitud del engranatge (mm)
$D_C$ :	Diàmetre interior de la carcassa (mm)
$D_{PL}$ :	Diàmetre exterior de la placa lateral (mm)
$\alpha$ :	Inclinació de la placa lateral (Capítol 6) ( $^\circ$ )
$\alpha_{MAX}$ :	Inclinació màxima permesa de la placa lateral ( $^\circ$ )

## Nomenclatura

$D_i$ :	Diàmetre interior del coixinet hidrodinàmic del eix (mm)
$D_e$ :	Diàmetre del eix de la bomba (mm)
$L_c$ :	Longitud del coixinet hidrodinàmic del eix (mm)
$e_A$ :	Espessor de la pel·lícula d'oli en el punt A (mm)
$e_B$ :	Espessor de la pel·lícula d'oli en el punt B (mm)
$e_M$ :	Espessor mig de pel·lícula d'oli entre placa i engranatge (mm)
$x_1$ :	Moviment horitzontal de la vareta de la plana (mm)
$y_1$ :	Moviment vertical de la vareta de la placa plana (mm)
$x_2$ :	Moviment horitzontal del engranatge (mm)
$x_3$ :	Moviment horitzontal del centre de la placa (mm)
$x_4$ :	Moviment del extrem de la placa degut a la inclinació (mm)
$E$ :	Desplaçament axial del extrem de la placa sense inclinació (mm)
$E'$ :	Desplaçament axial del extrem de la placa amb inclinació (mm)
$F_p$ :	Força hidroestàtica deguda a la pressió d'impulsió (N)
$F_j$ :	Força deguda a la compressió de la junta (N)
$F_r$ :	Força deguda a la fricció entre placa i carcassa (N)
$w_z$ :	Força hidrodinàmica de sustentació per unitat d'amplada com coixinet de lliscament (N/m)
$w_{zT}$ :	Força hidrodinàmica de sustentació total teòrica com coixinet de lliscament (N/m)
$w_{zhydr}$ :	Força hidrodinàmica de sustentació real com coixinet de lliscament (N)
$w_z'$ :	Força hidrodinàmica de sustentació per unitat d'amplada com coixinet d'empenta (N/m)
$w_{zT}'$ :	Força hidrodinàmica de sustentació total teòrica com coixinet d'empenta (N/m)
$w_{thrust}$ :	Força hidrodinàmica de sustentació real com coixinet d'empenta (N)
$W_z$ :	Força hidrodinàmica de sustentació adimensional
$M_p$ :	Moment degut a la força hidrostàtica (Nm)
$M_j$ :	Moment degut a la força de compressió de la junta (Nm)
$M_r$ :	Moment degut a la fricció entre placa i carcassa (Nm)
$M_{zhydr}$ :	Moment degut a la força hidrodinàmica com coixinet de lliscament (Nm)
$M_{zthrust}$ :	Moment degut a la força hidrodinàmica com coixinet d'empenta (Nm)
$F_e$ :	Força sobre la placa per eix conductor (N)
$F_e'$ :	Força sobre la placa pel eix conduït (N)
$m$ :	Massa de la placa (Kg)
$I_p$ :	Inèrcia de la placa lateral (Kgm)
$u_x$ :	Velocitat lineal de la placa en direcció x (m/s)
$u_y$ :	Velocitat lineal de la placa en direcció y (m/s)
$u_z$ :	Velocitat lineal de la placa en direcció z (m/s)
$\omega_x$ :	Velocitat angular de la placa al voltant del eix x ( $s^{-1}$ )
$\omega_y$ :	Velocitat angular de la placa al voltant del eix y ( $s^{-1}$ )

## Nomenclatura

$\omega_s$ :	Velocitat angular de la placa al voltant del eix z ( $s^{-1}$ )
$q_x$ :	Cabal volumètric per unitat d'amplada dins d'un coixinet hidrodinàmic ( $m^3/s$ )
$u_a$ :	Velocitat horitzontal de la placa "a" (m/s)
$u_b$ :	Velocitat horitzontal de la placa "b" (m/s)
$w_a$ :	Velocitat vertical de la placa "a" (m/s)
$w_b$ :	Velocitat vertical de la placa "b" (m/s)
$h$ :	Espessor de la pel·lícula d'oli (m)
$\varepsilon$ :	Coefficient isotèrmic de la viscositat versus pressió ( $m^2/N$ )
$c_p$ :	Calor específic del oli hidràulic ( $J/Kg^{\circ}C$ )
$T$ :	Temperatura del oli ( $^{\circ}C$ )
$A_e$ :	Àrea efectiva amb que la pressió hidrostàtica empeny la placa lateral ( $m^2$ )
$s_h$ :	Alçada de la falca en un coixinet de lliscament de plaques inclinades (mm)
$S_h$ :	Alçada de la falca en un coixinet de lliscament de plaques inclinades adimensional
$h_0$ :	Espessor mínim en un coixinet de lliscament de plaques inclinades (mm)
$h_m$ :	Espessor en un coixinet de lliscament de plaques inclinades on $\partial p/\partial x=0$ (mm)
$h_{0m}$ :	Espessor un coixinet d'empenta de plaques paral·leles (mm)
$P$ :	Pressió adimensional dins un coixinet de lliscament de plaques inclinades
$H$ :	Espessor adimensional dins un coixinet de lliscament de plaques inclinades
$H_m$ :	Espessor adimensional dins un coixinet de lliscament de plaques inclinades on $\partial P/\partial X=0$
$H_0$ :	Espessor mínim adimensional dins un coixinet de lliscament de plaques inclinades
$X$ :	Posició adimensional dins d'una falca hidrodinàmica
$x_i$ :	Posició inicial de la placa lateral (mm)
$D_M$ :	Diàmetre mig en l'analogia de coixinet de lliscament de plaques inclinades (mm)
$K_d$ :	Factor de forma del coixinet hidrodinàmic de lliscament de plaques inclinades
$K_t$ :	Factor de forma del coixinet hidrodinàmic de empenta de cares planes
$x_{cp}$ :	Posició del centre de pressions (mm)
$X_{cp}$ :	Posició adimensional del centre de pressions
$t_{0incr}$ :	Increment de temperatura dins de la pel·lícula d'oli ( $^{\circ}C$ )
$J$ :	Calor equivalent de Joule (Nm/J)
$g$ :	Acceleració gravitacional ( $m/s^2$ )
$T_{0incr}$ :	Increment de temperatura adimensional dins de la pel·lícula d'oli ( $^{\circ}C$ )
$w$ :	Velocitat normal relativa entre dues superfícies paral·leles en un coixinet d'empenta (m/s)
$F_c$ :	Força sobre la placa deguda a la compressibilitat de la pel·lícula del eix (N)
$M_c$ :	Moment sobre la placa degut a la compressibilitat de la pel·lícula del eix (N)
$C$ :	Compressibilitat equivalent de de la pel·lícula del eix (Capítol 7) ( $s^2/Kgm^2$ )
$C_p$ :	Calor específic de l'oli a pressió constant ( $Kg^{\circ}C$ )
$\eta_{vm}$ :	Rendiment volumètric modelat



## Nomenclatura

$\eta_{vr}$ :	Rendiment volumètric real
$\eta_{mm}$ :	Rendiment mecànic modelat
$Q_m$ :	Cabal simulat entregat per la bomba ( $m^3/s$ )
$T_m$ :	Parell simulat absorbit per la bomba (Nm)
$Q_{real}$ :	Cabal real mesurat ( $m^3/s$ )
$L_r$ :	Longitud del tub de referència ISO 10767-1:2015
$L_c$ :	Longitud del tub de connexió ISO 10767-1:2015
$L$ :	Longitud del tub d'extensió ISO 10767-1:2015
$P_0$ :	Pulsació de pressió a la sortida de la bomba ISO 10767-1:2015 sistema 1 (Pa)
$Q_0$ :	Pulsació de cabal a la sortida de la bomba ISO 10767-1:2015 sistema 1 ( $m^3/s$ )
$P_1$ :	Pulsació de pressió al final del tub de referència ISO 10767-1:2015 sistema 1 (Pa)
$Q_1$ :	Pulsació de cabal al final del tub de referència ISO 10767-1:2015 sistema 1 ( $m^3/s$ )
$P_0'$ :	Pulsació de pressió a la sortida de la bomba ISO 10767-1:2015 sistema 2 (Pa)
$Q_0'$ :	Pulsació de cabal a la sortida de la bomba ISO 10767-1:2015 sistema 2 ( $m^3/s$ )
$P_1'$ :	Pulsació de pressió al final del tub de referència ISO 10767-1:2015 sistema 2 (Pa)
$Q_1'$ :	Pulsació de cabal al final del tub de referència ISO 10767-1:2015 sistema 2 ( $m^3/s$ )
$r_0$ :	Radi interior del tub de referència (mm)
$N(t)$ :	Potència en funció del temps en BG (W)
$e(t)$ :	Esforç en funció del temps en BG (depèn del paràmetre)
$f(t)$ :	Flux en funció del temps en BG (depèn del paràmetre)
$p(t)$ :	Impuls en funció del temps en BG (depèn del paràmetre)
$q(t)$ :	Desplaçament en funció del temps en BG (depèn del paràmetre)
$p_0$ :	Impuls inicial en BG (depèn del paràmetre)
$q_0$ :	Desplaçament inicial en BG (depèn del paràmetre)
$E(t)$ :	Energia en funció del temps en BG (J)

## Acrònims

- ABN: “Air Borne Noise”. Soroll transmès pel aire.
- BDVP: Bombes de desplaçament volumètric positiu.
- BE: Bombes engranatges externs.
- BG: Diagrama de Bond Graph.
- CAD: “Computer Aided Design”. Software de disseny.
- CATMech: Centre Avançat de Tecnologies Mecàniques
- CFD: “Computer Fluid Dynamics”. Dinàmica de fluids computacional.
- ESEIAAT: Escola Superior d’Enginyeria Industrial, Aeronàutica i Audiovisual de Terrassa.
- FBN: “Fluid Borne Noise”. Soroll transmès pel fluid.
- FEM: “Finite Elements Method”. Mètode d’elements finits.
- FFT: “Fast Fourier Transform”. Transformada ràpida de Fourier.
- HYGESim: “HYdraulic GEar machines Simulator”. Simulador de màquines hidr. d’engranatges.
- ISO: “International Organization for Standardization”. Organització Internac. Estandardització.
- LABSON: Laboratori de Sistemes Oleohidràulics i Neumàtics
- LS: “Load Sensing”. Sensible a la càrrega.
- NBR: “Nitrile Butadiene Rubber”. Cautxú nitril butadiè.
- RMS: “Root mean square”. Mitjana quadràtica.
- SAE: “Society of Automotive Engineers”. Societat d’Enginyers d’Automoció.
- SBN: “Structure Borne Noise”. Soroll transmès per l’estructura.
- SI: Sistema internacional d’unitats (m, m<sup>3</sup>/s, Pa, Pa.s, J, etc...)
- SS: “Secondary Source”. Font secundària.
- STEO: Sistemes de Transmissió d’Energia Oleohidràulica
- TRPIV: “Time-Resolved Particle Image Velocimetry”. Velocimetria d’imatge de partícules.
- 2P2S: “Two pressures, two systems”. Dues pressions, dos sistemes.

# 1 Pròleg

## 1.1 Motivació

La història d'aquesta Tesi va començar el 1996, quan recentment acabats els estudis d'Enginyeria, l'autor va ser convidat a formar part del equip del projecte ECOPUMP. Al llarg de tres anys es van realitzar proves de tota mena en BE amb compensació de joc axial similars a la tractada en aquesta Tesi, centrant-se l'autor en l'estudi de la seva eficiència i en el moviment de les plaques laterals. La optimització del disseny de bombes d'engranatges del grup ROQUET<sup>x</sup> per a treballar amb olis biodegradables i disminuir la seva rumorositat figuraven entre els objectius més destacables, d'aquí el nom del projecte.

La carrera professional del autor s'ha dut a terme en dos àmbits, a l'empresa pública i la privada. Com a professor exercint la docència de sistemes oleohidràulics a l'ESEIAAT<sup>xi</sup> i com a enginyer d'aplicacions industrials d'aquest sistemes en distintes empreses. L'experiència del dia a dia ha mostrat que el comportament d'una bomba BE no sempre és el mateix quan hi han fluctuacions de càrrega. Un exemple pot donar-se en un sistema integrat per un actuador lineal i una BE, on al arribar l'actuador a final de cursa augmenta la pressió fins a la descàrrega de la vàlvula limitadora de pressió, podent variar significativament el temps de resposta en maniobres successives. De la mateixa manera, en sistemes on s'utilitza tot el cabal de la bomba per fer anar un motor oleohidràulic, per exemple en l'accionament de bombes d'aigua o depressors en camions de sanejament, la velocitat dels motors pot diferir<sup>xii</sup> en maniobres successives, sense que aquest comportament volumètric diferent pugui ser justificat per canvis en les condicions de funcionament (temperatura, velocitat de gir i pressió de treball).

Donat que el comportament de una bomba hauria d'estar completament definit per la seva parametrització segons assaigs normalitzats, cal preguntar-se si aquestes proves en el laboratori són suficients per a caracteritzar el funcionament de les BE amb compensació de joc axial, i si realment no és així, quins fenòmens fluidodinàmics<sup>xiii</sup> hi intervenen perquè això no succeeixi.

## 1.2 Contextualització de les BDVP i les BE

Les BDVP, conegudes també com bombes hidrostàtiques, basen el seu funcionament en confinar un volum d'oli aspirat en el port d'entrada, transportar-lo fins al port de sortida i finalment impulsar-lo sigui quina sigui la pressió de treball. D'aquí el seu nom de desplaçament volumètric positiu. Els mecanismes

---

<sup>x</sup> <https://www.roquetgroup.com/>

<sup>xi</sup> ESEIAAT: Escola Superior d'Enginyeries Industrial, Aeroespacial i Audiovisual de Terrassa <https://eseiaat.upc.edu>

<sup>xii</sup> Diferir lleugerament en bombes de qualitat en bon estat.

<sup>xiii</sup> Tot i no figurar en el Diccionari de l'Institut d'Estudis Catalans, s'utilitzarà com relacionat amb la Dinàmica de Fluids al ser una paraula àmpliament recollida en publicacions de la UPC.

d'aspiració, transport i impulsio difereixen segons la morfologia de la bomba, sent les més comunes en sistemes oleohidràulics d'alta pressió les bombes d'engranatges, paletes i pistons. En el cas de les d'engranatges el desengranat d'un parell de dents en la zona d'aspiració fa augmentar el volum, de la mateixa manera que dues paletes en contacte amb un perímetre excèntric o un pistó al retrocedir en l'interior d'un cilindre, tal i com es pot apreciar a la Figura 1-1. Els volums aspirats són confinats entre les dents, les paletes o dins dels pistons, sent transportats fins a la impulsio. L'engranat de les dents, la disminució del volum entre paletes o l'avenç d'un pistó produeixen la impulsio del volum transportat.

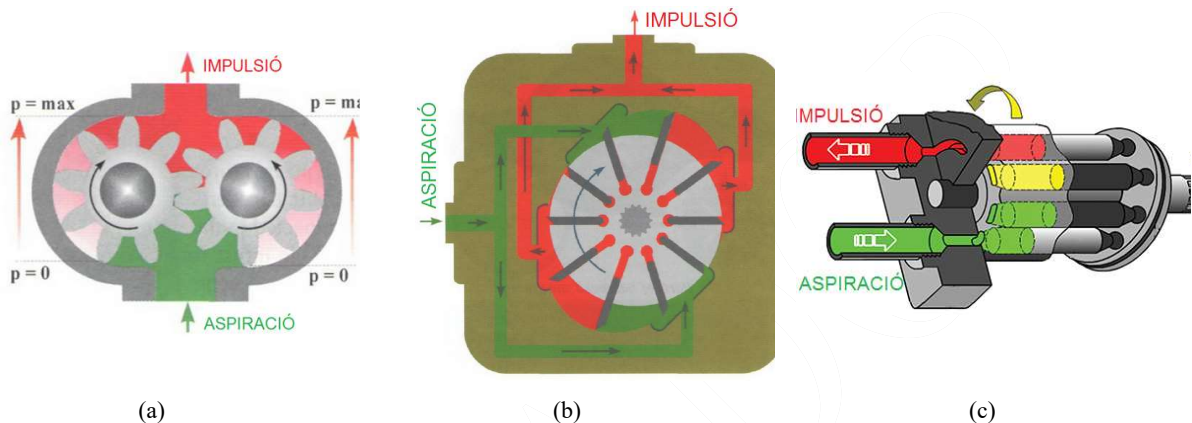


Figura 1-1: Tipus de BDVP: a) Engranatges b) Paletes c) Pistons

Font: ASSOFLUID (3)

Aquest principi operatiu fa que es pugui definir el volum transportat durant una volta del seu eix, anomenat *desplaçament volumètric*, i que des d'un punt de vista teòric, el cabal sigui proporcional a la velocitat de gir, no dependent de la impedància<sup>xiv</sup> de la sortida. Per aquesta raó, en aquest tipus de màquines cal un dispositiu per limitar la pressió màxima de treball, ja que una impedància infinita comportaria una pressió també infinita. En bombes de desplaçament fix es tracta d'una vàlvula limitadora de pressió, mentre que en bombes de desplaçament variable aquesta limitació la pot realitzar la pròpia bomba<sup>xv</sup>. En la Figura 1-2 s'aprecia la diferència entre la corba característica de les BDVP (fluidoestàtiques) i de les bombes centrífugues (fluidodinàmiques), en les quals a mesura que augmenta la pressió de treball disminueix el cabal. En la Figura 1-3 es mostra la variació de cabal a distintes velocitats de gir de les BDVP, així com la pressió de treball en funció de les distintes corbes característiques de la instal·lació, o el que és el mateix, de la impedància de la sortida. La pressió màxima està definida pel taratge del sistema de limitació de pressió.

Aquesta poca dependència del cabal amb la pressió de treball és el principal avantatge per a ésser utilitzades en circuits oleohidràulics, ja que assegura una velocitat dels actuadors constant independentment del esforç realitzat, a més de proporcionar pressions de treball molt elevades, i per tant, altes densitat d'energia. El rang de velocitats de rotació i de viscositats és força variable, i també cal destacar el fet que

<sup>xiv</sup> La impedància és la mesura de l'oposició que presenta un circuit al flux d'oli quan s'aplica una pressió o diferència de pressió.

<sup>xv</sup> Disminuint el seu desplaçament a partir de la pressió de taratge fins a deixar de bombejar.

siguin autoaspirants, i per tant, que no calgui cebar el conducte d'aspiració. Per contra, entre els principals inconvenients podem citar la necessitat d'incorporar la limitació de pressió esmentada i l'aparició de pulsacions de cabal a la sortida degut al seu funcionament cíclic, que fan que siguin màquines predisposades a generar soroll. La velocitat mínima de funcionament és generalment superior a les 500 rpm aproximadament, de manera que no s'acostuma a regular la velocitat dels actuadors variant la velocitat de gir de la bomba. Si bé en bombes de desplaçament variable es poden aconseguir rendiments elevats utilitzant sistemes amb regulació de cabal que adequin el cabal impulsat al regulat, en bombes de desplaçament fix cal descarregar el cabal sobrant cap a retorn, fent que en general el rendiment d'aquestes aplicacions sigui baix.

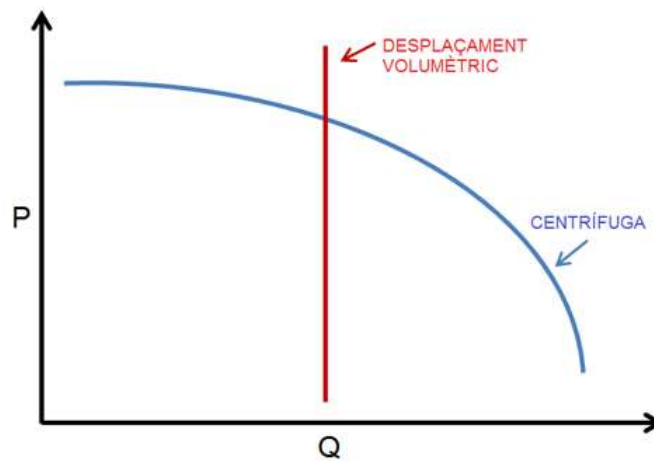


Figura 1-2: Corbes característiques d'una BDVP i una bomba centrífuga.

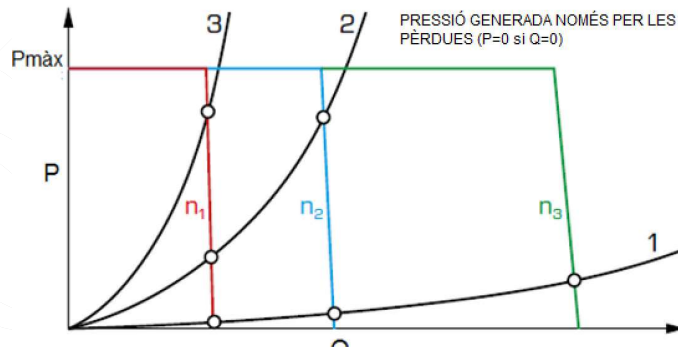


Figura 1-3: Punts de funcionament d'una BDVP segons les corbes característiques del sistema

El funcionament de les BE es basa en confinar entre les dents i la carcassa el fluid succionat a la zona d'aspiració, per impulsar-lo una vegada hagi arribat a la sortida de la bomba. La configuració més utilitzada és la formada per dues rodes dentades amb perfil evolvent tal i com es mostra a la Figura 1-1(a). L'eix al qual s'aplica el parell necessari per bombejar el fluid s'anomena eix conductor, mentre que el mogut per la força de l'engrenat s'anomena conduït. La major part del fluid bombejat no retorna de la zona de pressió a l'aspiració degut a les mínimes toleràncies entre la carcassa i les dents, i a l'estanqueïtat que proporciona el contacte entre dents a la zona central. El primer disseny de BE s'atribueix al francès Grovier de Serviere l'any 1593, i va ser l'enginyer alemany Pappenheim qui va inventar de l'any 1636 la configuració de doble

engranatge extern per alimentar fonts d'aigua<sup>xvi</sup>, encara que va ser en la lubricació de motors on es va popularitzar.

Amb una visió simplista, es pot afirmar que les bombes de pistons són les més adequades per a treballar a pressió elevada, i sobretot, on es produeixin canvis sobtats d'aquesta, com per exemple en maquinaria de construcció. Les bombes de paletes són molt utilitzades en aplicacions on es prioritzi la baixa rumorositat dels equips, com per exemple en centrals oleohidràuliques industrials, mentre que les bombes d'engranatges (BE) són les més senzilles i econòmiques, sent una excel·lent solució de compromís degut a que les pressions màximes de treball són força elevades. Les seves característiques constructives fa que no existeixin amb versió industrialitzada de desplaçament variable, com si que succeeix amb les de pistons o paletes. Es poden citar altres tipus de BDVP, com les de vis sense fi, les d'engranatges interns, les de lòbuls o les peristàtiques, tenint cadascuna d'aquestes les seves aplicacions específiques.

Tot i que ja s'aprofundirà al llarg d'aquesta Tesi, el funcionament real d'una BDVP presenta unes fuites des de la impulsió a l'aspiració (o al drenatge en cas de disposar-ne), degut al flux entre les folgances dels seus components mecànics. L'objectiu d'un bon disseny és minimitzar aquestes fuites sense perjudicar la lubricació interna de la unitat, i per tant sense afectar la seva fiabilitat. En la Figura 2-1 es pot observar la secció d'una BE, on part de l'estratègia per a tenir un bon rendiment volumètric (fuites minimitzades) és que les plaques laterals enfrontades als engranatges siguin flotants, i que mitjançant la pròpia pressió de treball, s'empenyin contra aquests minimitzant la folgança del espai per on flueix l'oli. Cada tipus de bombes tenen els seus propis mecanismes de compensació de folgances internes, de manera que rendiments volumètrics per sobre del 95% són habituals en aquest tipus de màquines

### 1.3 Antecedents

En el CATMech (anteriorment LABSON), dirigit pel Prof. Esteve Codina, hi ha una línia de recerca que té per objectiu l'estudi de les BDVP. El 1996 es va tenir la possibilitat de col·laborar amb el projecte ECOPUMP mencionat anteriorment i com a conseqüència d'aquesta activitat investigadora s'han realitzat una sèrie de tesis doctorals.

Una de les recerques més destacades i molt relacionada amb aquesta Tesi és la de Gutès (4), sobre el comportament dels coixinets hidrodinàmics en BE. Com ja s'ha comentat, es té la intenció de donar explicació a fenòmens que no tenen en compte els assaigs normalitzats de laboratori i que s'observen en el treball en condicions reals. Per tant, s'hauran de relacionar paràmetres macroscòpics extrets dels assaigs normalitzats de laboratori amb el comportament intern de la unitat, i certament, una bomba d'engranatges no presenta un nombre gaire elevat de peces internes. A part dels dos engranatges, el més destacat són les

---

<sup>xvi</sup> <http://www.techstorybook.com/stories/technology/item/352-the-story-of-pumps>

plaques laterals on van instal·lats els coixinets hidrodinàmics. El moviment d'aquestes plaques condiciona les prestacions de la bomba, i per tant, serà clau per explicar el seu comportament de fluidodinàmic. Al estar instal·lats els coixinets hidrodinàmics en les plaques laterals, el treball de Gutès ens aporta molta informació important. De fet, l'inici dels treballs va ser simultani, i la instrumentació per a mesurar el moviment de la placa lateral va ser prèviament utilitzada per a la mesura de les orbites del eix dels engranatges dins dels coixinets. El treball desenvolupat en la Tesi de Gutès destaca per la seva envergadura, havent desenvolupat un codi informàtic per càlculs dels esforços sobre els engranatges (MESHING), per càlcul del moviment de eix dins del seu coixinet resolent les equacions de Reynolds (5) per mètode FEM (MOTION) i una metodologia molt reconeguda de mesura d'espessors de pel·lícula d'oli mitjançant micròmetres làser.

Una altre Tesi Doctoral posterior duta a terme pel mateix grup de recerca, va ser la de Del Campo (6). En aquest treball es relaciona la presència de cavitació a l'aspiració de les BE amb la disminució del seu rendiment volumètric. Per aquesta tasca, es desenvolupa una simulació numèrica bidimensional mitjançant CFD, on es té en compte l'estat multi-fase del fluid durant la cavitació i diferents models de turbulència. L'experimentació consta del estudi d'imatges obtingudes mitjançant TRPIV per a la validació de les simulacions, una tècnica de mesura no intrusiva que permet capturar la velocitat del flux en fraccions de segon mitjançant l'observació de partícules immerses en el fluid. Així mateix, és interessant l'estudi teòric del Capítol 2 sobre el mecanisme de bombeig en una BE, la pulsació de cabal i la influència de les ranures de descompressió de les plaques laterals.

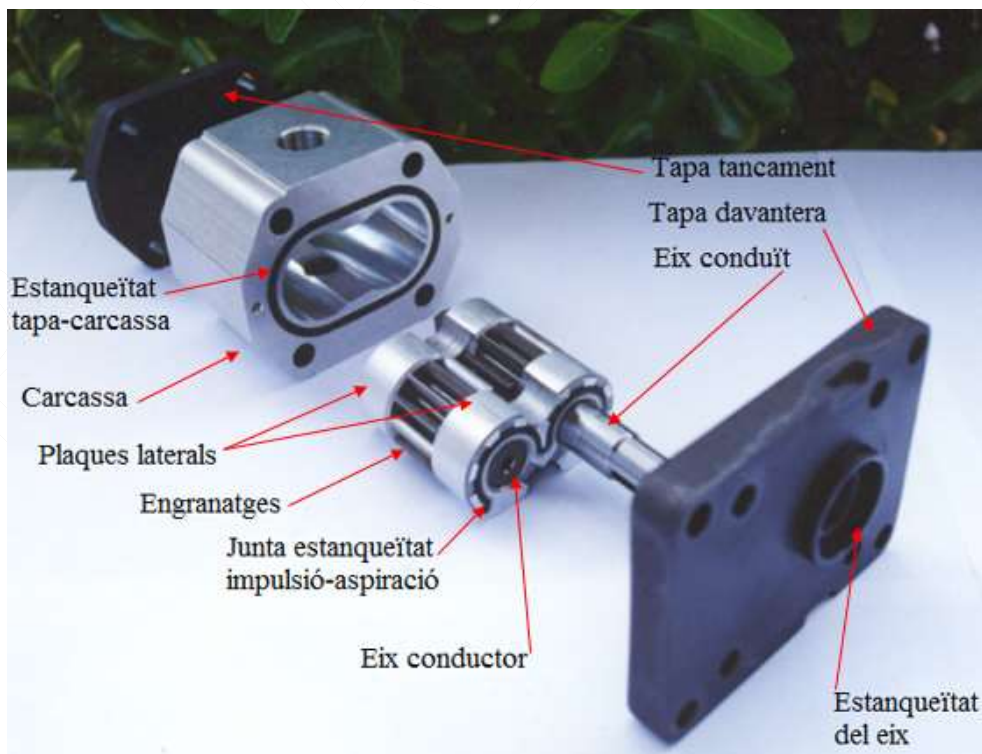


Figura 1-4: Bomba d'engrenatges externs desmuntada

La caracterització de les prestacions de les BDVP, entre les que s'inclouen del BE, es realitza mitjançant assaigs normalitzats. Dins de la Unió Europea aquests són principalment ISO, i fan referència tant a la determinació de les prestacions en règim permanent com a la quantificació del comportament polsant. Entre els primers esmentar l'ISO 8426:2008 (7) per a la determinació del desplaçament volumètric i l'ISO 4409:2019 (8) per a la determinació del rendiments de la unitat. Entre els segons, l'ISO 10767-1:2015 (9) per a determinar la impedància interna (*source impedance*) i la pulsació de cabal (*flow ripple*). Els resultats que es presentaran en aquesta Tesi van ser obtinguts amb versions anteriors d'aquestes normes d'assaigs, les ISO 8426:1988 (10), ISO 4409:1986 (11) i ISO 10767-1:1996 (12). Si bé en el cas de l'ISO 4409 les diferències són pràcticament nul·les, pel que fa la determinació del desplaçament volumètric i la pulsació de cabal s'ha canviat la metodologia experimental, raó per la qual en els Annexes B i C es mostren les equivalències entre els resultats presentats en aquesta Tesi i els obtinguts amb les normes actualitzades.

## 1.4 Finalitat

Els resultats dels assaigs normalitzats duen a la *parametrització* de la bomba i a la construcció d'un model del seu comportament basat amb aquesta parametrització. Els paràmetres que defineixen el comportament en règim permanent són el *desplaçament volumètric*<sup>xvii</sup> ( $D$ ) i *els rendiments volumètric* ( $\eta_v$ ), *mecànic* ( $\eta_m$ ) i *total* ( $\eta_t$ )<sup>xviii</sup>, mentre que els que defineixen el comportament polsant són la *pulsació de cabal* ( $Q_s$ ) i la *impedància interna* ( $Z_s$ )<sup>xix</sup>. Aquests paràmetres haurien de permetre conèixer el cabal subministrat, el parell absorbit i la pulsació de pressió generada en tot el seu rang de funcionament, sent aquest determinat per la pressió de treball, la velocitat de gir, el tipus d'oli i la impedància del circuit associat. L'oli es caracteritza principalment per la seva viscositat i densitat. Els rendiments de la bomba no permeten conèixer el tipus de pèrdues volumètriques (fuites laminars o turbulents) i mecàniques (fricció viscosa o coulombiana), de manera que assajant la bomba a dues temperatures diferents es pot obtenir els anomenats coeficients de pèrdues, que permeten determinar la seva naturalesa. Aquests són els *coeficient de fuites laminars* ( $C_s$ ) i *turbulentes* ( $C_{st}$ ), i els *coeficients de fricció viscosa* ( $C_v$ ) i *colombiana* ( $C_f$ ).

La finalitat d'aquesta Tesi Doctoral és comprovar si aquesta parametrització tant completa duta a terme a partir dels assaigs experimentals de laboratori és suficient per a caracteritzar el funcionament de la bomba en condicions reals. S'haurà doncs de validar la bondat del model per simular el comportament de la bomba en cicles de treball reals i interpretar els resultats relacionant el comportament del model amb la dinàmica interna de la unitat.

---

<sup>xvii</sup> Obtingut del assaig ISO 8426: 1988

<sup>xviii</sup> Obtinguts del assaig ISO 4409: 1986

<sup>xix</sup> Obtinguts del assaig ISO10767-1: 1996



## 1.5 Objectius

Per a aconseguir aquesta finalitat hi ha dos objectius bàsics que s'hauran d'aconseguir prèviament, tal i com s'aprecia a la Figura 1-5. En primer lloc s'ha de desenvolupar una eina que permeti preveure el comportament de la bomba en un cicle de treball real, el que significa conèixer el cabal subministrat, el parell absorbit, els rendiments i la naturalesa de les pèrdues. Aquesta eina virtual l'anomenem el *model de bomba*, i es construeix a partir de la parametrització duta a terme amb els assaigs de laboratori. La comparació entre el comportament mesurat de la bomba en proves de camp i el comportament del model virtual sotmès als mateixos cicles reals de treball ens portarà a la validació de la bondat d'aquesta modelització en condicions reals de treball.

En segon lloc s'ha d'aconseguir una eina que permeti relacionar l'evolució dels paràmetres de la bomba amb el comportament intern dels seus components. Ja s'ha argumentat que els canvis en el seu interior bàsicament estan relacionats amb moviment de les plaques laterals. Per tant, degut a que aquest moviment no es mesurable experimentalment en una màquina treballant en condicions reals (espessors de pel·lícula d'oli del ordre de micres), s'haurà de desenvolupar una eina de simulació anomenada *model de placa* a partir de les mesures del moviment d'aquesta en assaigs de laboratori. D'aquesta manera, es pot monitoritzar el comportament de la placa lateral en els mateixos cicles de treball reals utilitzats per validar la parametrització, i per tant, estudiar els fenòmens que porten a les possibles discrepàncies entre el comportament real de la bomba i el simulat mitjançant el seu model.

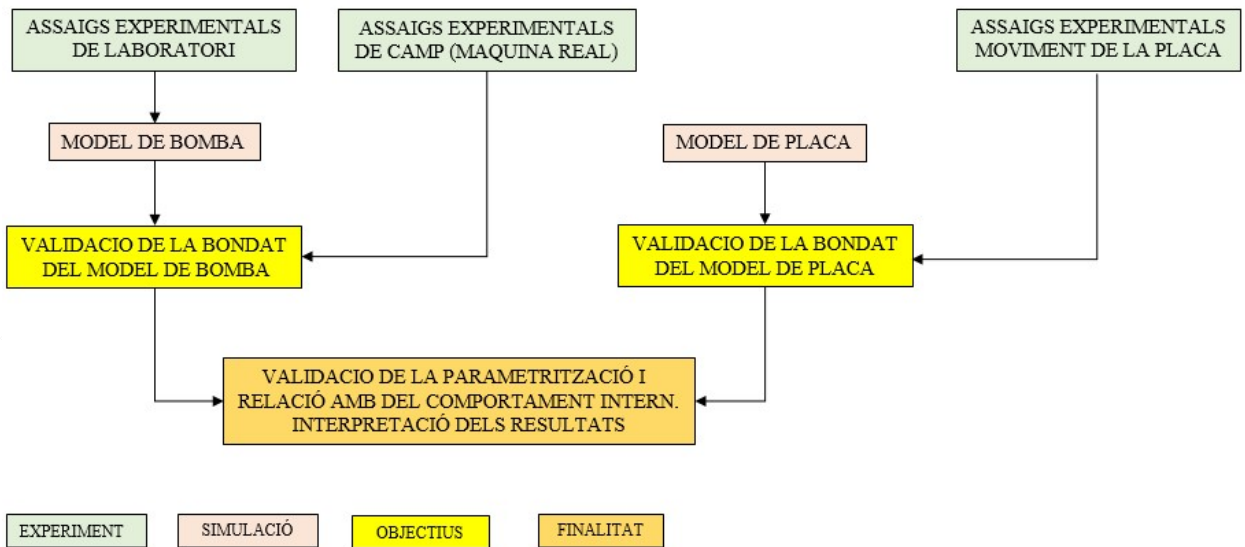


Figura 1-5: Organigrama amb finalitat i objectius de la Tesi

## 1.6 Metodologia

En l'organigrama de la Figura 1-6 es poden apreciar les tasques que s'han realitzat per assolir els objectius esmentats anteriorment. La base del estudi és fonamentalment experimental, i per tant, en tots els experiments s'ha utilitzat la mateixa bomba de referència de 14.76 cm<sup>3</sup> de desplaçament volumètric, model

base del projecte ECOPUMP mencionat anteriorment. Ara bé, en les proves de laboratori la bomba utilitzada ha estat amb eix cònic i brida europea, sent el muntatge més comú per a ser acoblada a un motor elèctric. Per a determinar el moviment de la placa lateral, s'ha hagut de mecanitzar la bomba per instal·lar-hi els sensors de moviment de la placa, amb la qual cosa la bomba ja no s'ha pogut utilitzar per a realitzar les proves de camp. La unitat utilitzada en la màquina real ha estat una bomba idèntica, variant únicament l'eix estriat i la brida SAE, més adequat per seu muntatge en una màquina de construcció. Aquest ha estat l'únic canvi que s'ha realitzat en el model de bomba en totes les proves experimentals, sense cap mena de repercussió en la seva morfologia interna.

Els primers experiments duts a terme van ésser els ISO 8426:1988 i ISO 4409:1986, a fi i efecte de caracteritzar el comportament de la unitat mitjançant la seva parametrització. En tot cas, per la posada a punt del banc d'assaig i de la instrumentació es van realitzar assaigs amb diferents tipus de bombes (engranatges i paletes), els resultats dels quals van ser presentats en els treballs de Torrent et al. (13), (14) i (15). En paral·lel amb aquesta part experimental, es va realitzar l'estudi analític sobre el mecanisme de bombeig i les pèrdues volumètriques i mecàniques en BE.

Posteriorment es va decidir contemplar els efectes polsants de la bomba en la seva parametrització, incloent-hi la pulsació de cabal i la impedància interna. L'assaig per a dur a terme la seva determinació experimental va ésser el en aquell moment novell ISO 10767-1:1996<sup>xx</sup>. La metodologia utilitzada era força complexa, raó per la qual es va realitzar una estada a la Universitat de Bath per a familiaritzar-nos amb l'assaig i amb tractament matemàtic de les equacions que defineixen el fenomen de propagació d'ones. D'aquesta manera es va poder adequar el banc d'assaig amb els que es treballava, decidint crear una fulla de càlcul pròpia per a processar les mesures de les pulsacions de pressió en comptes d'adquirir el software FBN2 comercialitzat pel grup de recerca de la Universitat de Bath (16). Els primers treballs al respecte es van publicar a Torrent et al. (17)<sup>xxi</sup>.

D'aquesta manera ja s'havien realitzat sobre la bomba de referència tots els assaigs possibles per a parametritzar-la i crear el model virtual del seu funcionament. Aquest s'ha fonamentat en el mètode de diagrames d'enllaços Bond Graph (BG), i permet realitzar una simulació dinàmica tant de la BE com integrar-hi posteriorment el model de moviment de la placa lateral, facilitant l'estudi dels fenòmens fluidodinàmics interns. Totes les simulacions dutes a terme en aquesta Tesi han estat realitzades introduint el diagrama de BG en el software 20 SIM (18).

La creació del model de placa ha esdevingut una tasca realment complexa. Les tècniques utilitzades per aquest tipus d'estudis basades en CFD no permeten la seva utilització de manera àgil en cicles reals

---

<sup>xx</sup> ISO 10767-1: 1996 (12) en el qual s'utilitza una font secundària ("secondary source") per a conèixer la impedància interna ("source impedance"). Degut a la seva complexitat només es va consolidar al Regne Unit amb la norma BS 6335 (52). Posteriorment va ser substituïda l'any 2015 per una versió menys complexa de la ISO 10767-1:2015 (9)

<sup>xxi</sup> L'autor juntament amb Gallo (116) ha repetit els assaigs amb aquesta darrera metodologia per a comprovar si els resultats eren equivalents. En l'Annex C es mostren les conclusions.

llargs com els que es pretenien simular. Es cercava una modelització simple de la dinàmica de la placa, de fàcil integració en el model de bomba, raó per la qual s'ha optat per crear un model simplificat en base a la teoria dimensional, integrant en el BG les solucions analítiques de coixinets hidrodinàmics de lliscament de plaques inclinades i d'empenta normal de plaques paral·leles. Per descomptat que l'autor és conscient de que reduir els complexos processos de lubricació del espai entre placa lateral i engranatge a aquestes dues solucions analítiques és un risc en quan a la precisió dels resultats, fet que va fer indispensable contrastar els resultats de les simulacions amb mesures reals per ajustar i validar el model creat.

Comentar que mentre els assaigs ISO 8426:1988 i ISO 4409:1986 s'han dut a terme a 22 i 60 °C, aquestes temperatures van ser canviades per a la realització del ISO 10767:1996 a 35 i 70 °C. S'ha de tenir en compte que alhora de modelitzar les pèrdues en funció de que siguin dependents o no de la viscositat, és aconsellable assaigs amb diferències de temperatura en més altes possibles. El Laboratori de Mecànica de Fluids de l'ESEIAAT on s'han dut a terme les proves està a una temperatura per sota dels 22 °C a l'hivern, però a l'estiu està per sobre. El banc d'assaig no disposa d'una refrigeració mitjançant un sistema frigorífic, de manera que és impossible realitzar els assaigs per sota la temperatura ambient al estiu. Per aquesta raó, els assaigs a baixa temperatura es van acabar realitzant a 35 °C, augmentant els d'alta temperatura a 70°C per assajar la bomba a temperatures més properes al seu límit superior. En tot cas, escalfar l'oli a 70 °C pot resultar perillós en cas de ruptura d'algun tub, i més en els assaig per mesurar el moviment de la placa on hi havia un drenatge constant a l'exterior de la bomba. Per aquesta raó la temperatura dels assaigs a alta temperatura es va reduir a 50 °C.

Caracteritzada la bomba i el moviment de les plaques mitjançant els seus respectius models, ja només calia validar-los en condicions reals de treball. La instal·lació de la bomba en una màquina real i la monitorització del seu comportament en cicles de treball reals es va dur a terme durant l'estiu del 2021 en l'empresa Construcciones Mecànics LLAMADA S.L. ubicada a Cardedeu (Barcelona)<sup>xxii</sup>.

## 1.7 Estructura de la Tesi

La Tesi consta de dos capítols introductoris. El Capítol 1 serveix de pròleg per a presentar la investigació, mentre que el Capítol 2 és una recopilació del Estat del Art existent. En aquest capítol s'ha inclòs la descripció del funcionament d'una BE per a contextualitzar els estudis, mentre que l'estructuració del Estat del Art s'han realitzat en base amb els capítols de la Tesi.

Aquests estan estructurats aproximadament tots de la mateixa manera. Hi ha una introducció teòrica específica de la temàtica tractada, una explicació dels assaigs realitzats o del model de simulació utilitzat, exposant-se a continuació els resultats, preferentment amb presentació gràfica, i finalment hi ha l'apartat

---

<sup>xxii</sup> <https://cm-llamada.es/>

de discussió i conclusions principals. Sovint el lector trobarà la comparació dels resultats amb els d'altres autors rellevants, a fi i efecte de validar-los i contrastar diferents tècniques de mesura o simulació.

En el Capítol 3 es realitza un estudi geomètric de la bomba estudiada, interpretant analíticament i gràficament el seu mecanisme de bombeig. Per tant, s'ha procedit a determinar el desplaçament volumètric i pulsació de cabal teòrica. El Capítol 4 descriu la parametrització i modelització del funcionament de la bomba en règim permanent, mentre que el Capítol 5 es realitza quelcom simular amb comportament pòlsant. En el Capítol 6 es monitoritza el moviment de la placa lateral, a fi i efecte de ajustar i validar el model de la seva dinàmica creat en el Capítol 7. En el Capítol 8 es valida el model simulant el funcionament de la bomba sota les mateixes condicions de treball que en proves de camp, procedint a la comparació entre les mesures experimentals i els resultats numèrics, interpretant les discrepàncies mitjançant el model de placa creat. El Capítol 9 es reserva a exposar les conclusions finals i futures línies d'investigació. Finalment en el Capítol 10 hi ha una sèrie d'Annexes de resultats i assaigs addicionals que s'ha cregut convenient fer-los constar, els quals per exemple aporten la informació en taules numèriques en comptes de mitjançant representacions gràfiques. També hi figuren assaigs en altres versions de normes ISO diferents a les utilitzades en la memòria d'aquesta Tesi i una breu explicació dels diagrames de BG per a facilitar l'enteniment dels models creats en el Capítol 7 i en el 8.

Esperem que la lectura d'aquesta Tesi sigui suficientment amable pel lector per apreciar totes aquestes tasques com un conjunt. No hi ha hagut drecera possible per parametritzar i modelitzar la unitat estudiada, sent cadascú dels treballs realitzats necessaris per arribar a la finalitat esmentada. La Tesi ha estat estructurada amb el convenciment que tot model requereix la seva validació experimental, havent-se creat una metodologia aplicable al estudi de qualsevol altre tipus de BDVP.

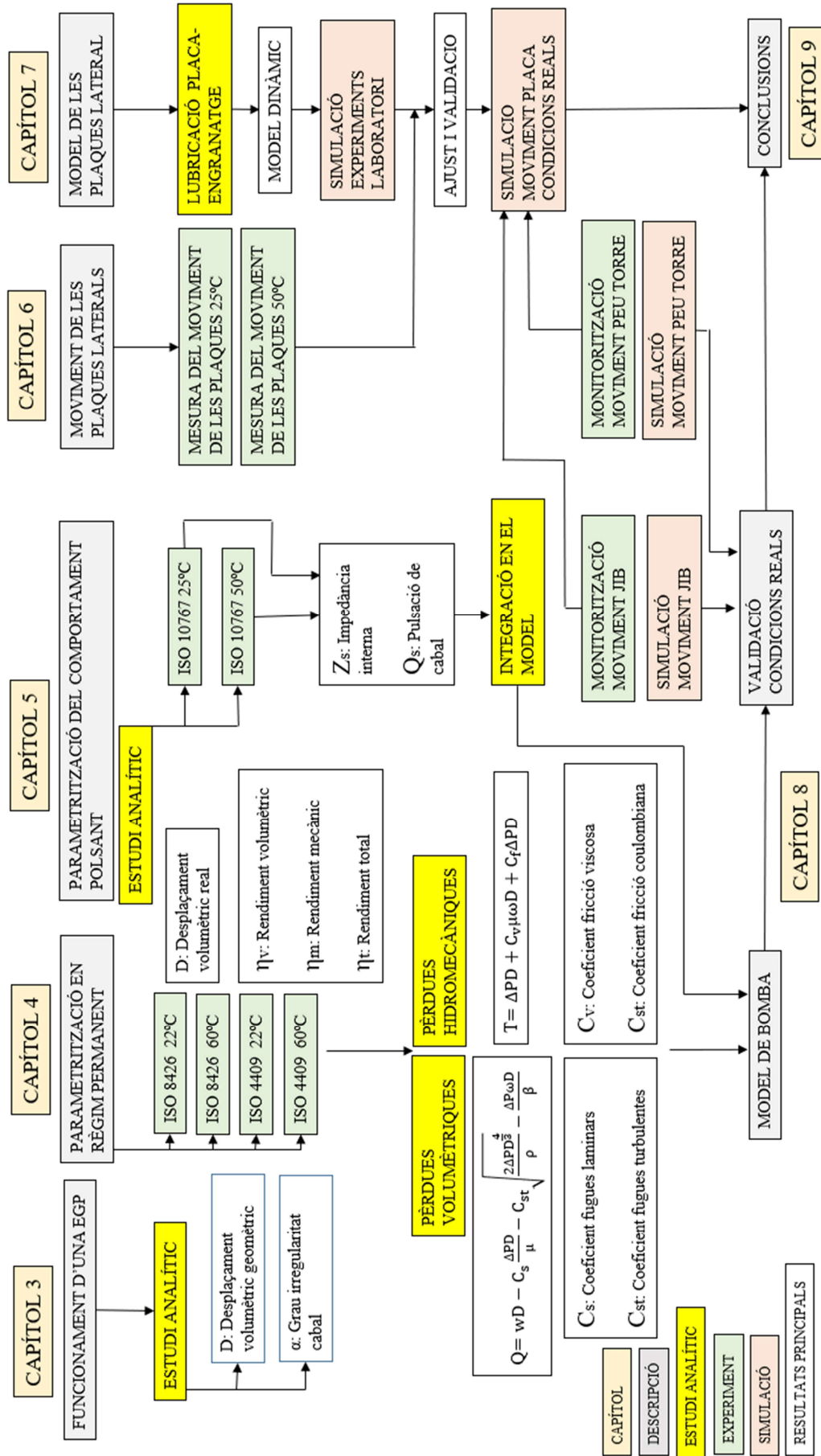


Figura 1-6: Metodologia i estructura de la Tesi

## 2 Estat del art

### 2.1 Introducció

En els sistemes de transmissió d'energia oleohidràulics STEO es transforma la potència mecànica transmesa al eix de la bomba en potència hidràulica a la sortida d'aquesta. La potència mecànica d'entrada és el producte de la velocitat de gir del eix i el parell aplicat, mentre que la potència hidràulica comunicada al fluid és el producte del cabal i l'increment de pressió. Les bombes oleohidràuliques són del tipus de desplaçament volumètric positiu, també anomenades *hidrostàtiques*, definint-se un paràmetre anomenat *desplaçament volumètric* com la quantitat teòrica de fluid que es transporta des de l'aspiració fins la impulsió en una volta del eix. En aquesta màquina ideal sense fuites ni fricció, el cabal només depèn de la velocitat de gir i el parell del increment de pressió entre l'entrada i sortida. Els fluids utilitzats en els STEO són olis generalment d'origen mineral, encara que cada vegada està més estès la utilització d'olis d'origen vegetal degut a la seva biodegradabilitat. També s'utilitzen olis amb un contingut d'aigua per aplicacions on cal un fluid difícilment inflamable, podent ser aquests també olis sintètics. En tot cas els olis són fluids de baixa compressibilitat, amb un poder lubricant elevat, fet que fa que les aplicacions oleohidràuliques tinguin una alta controlabilitat, un temps de resposta força ràpid i sobretot, degut a les altes pressions a les que es treballa, una altíssima densitat d'energia. Bàsicament això es tradueix en que els components oleohidràulics són de mida molt reduïda en relació amb la potència que transmeten, fet que els fa molt aptes per ser utilitzats on es requereixi compactabilitat i autotransport (vehICLES, aeronaus, etc...)

Òbviament la bomba ideal no existeix, ja que per les folgances entre els components mecànics (carcassa, engranatges, eixos, plaques amb els coixinets, etc) flueix oli de la zona d'alta pressió (impulsió) a la zona de baixa pressió (aspiració o drenatge de la bomba). A part de vèncer la diferència de pressió per transportar l'oli de l'aspiració a la impulsió, el parell aplicat al eix de la bomba també ha de vèncer les friccions internes. Aquestes pèrdues tant de cabal degut a les fuites com de parell degut a la fricció s'avaluen amb *el rendiment volumètric i mecànic* respectivament.

Degut al seu principi de funcionament, les BDVP van entregant els diferents volums transportats de manera periòdica, de manera que es pot parlar d'un cabal mig i un cabal polsant. El cabal mig ja s'ha definit com el producte de la velocitat de gir i el desplaçament volumètric, mentre que la pulsació de cabal interactua amb el circuit on està acoblada la bomba, o sigui, amb la impedància de sortida, produint pulsació de pressió (FBN) que fa vibrar les parts metàl·liques (SBN), i per tant, l'aire que les envolta produint soroll (ABN). Per tant, la pulsació de cabal és el paràmetre que la caracteritza com a font generadora de soroll.

Dins d'aquest context, les BE tenen una construcció senzilla, oferint una solució fiable i econòmica tant en aplicacions industrials com mòbils quan el que es requereix és una unitat de desplaçament fix. El seu funcionament com a màquina de desplaçament volumètric positiu ve condicionat per la minimització de les fuites, i això s'aconsegueix amb la introducció de plaques laterals flotants, les quals es poden apreciar a la Figura 2-1. Aquestes s'utilitzen per reduir l'espai per on flueix l'oli en la cara lateral dels engranatges al augmentar la pressió, anomenant-se aquest mecanisme *compensació de joc axial*. La pulsació de cabal, i per tant, el ser poc silencioses, és el seu principal inconvenient, havent-se avançat molt amb aquest aspecte en els darrers anys.

## 2.2 Funcionament d'una BE

En la Figura 2-1 esmentada es pot observar l'interior de la bomba de referència que s'ha estudiat en aquesta Tesi. Tota BE consta d'un eix conductor i un eix conduït. El primer està acoblat al motor elèctric o tèrmic, podent girar entre 500 i 3000 rpm aproximadament engranant amb el conduït, de manera que si tots dos tenen el mateix nombre de dents, giren a la mateixa velocitat. L'augment del volum que es produeix a la zona de desengranat succiona el fluid de l'aspiració il·lustrada de color blau, de manera que es produeix una depressió en el cas de que el dipòsit estigui a pressió atmosfèrica i no estigui instal·lat per sobre del nivell de la bomba. Aquestes consideracions són àmpliament presentades en el treball de Del Campo (6), on s'estudia com és desenvolupa la cavitació si la pressió esdevé inferior a la pressió de vapor del oli. El volum succionat és atrapat entre dues dents i la carcassa, i al girar el conjunt del engranatge, és transportat fins a la cambra d'impulsió. Durant el procés d'engranat es produeix una disminució del volum, impulsant l'oli cap a la sortida de la bomba. Aquestes tres fases (aspiració, transport i impulsió) es produeixen tantes vegades com nombre de dents tinguin els engranatges, que en el cas que ens ocupa són de 12 dents, podent-se calcular geomètricament el desplaçament volumètric al ser definit com el volum transportat durant una volta del eix conductor. Al produir-se la aspiració i impulsió de manera periòdica, el cabal resultant també és polsant. A la sortida de la bomba, aquesta ona de cabal presenta un màxim i un mínim, definint-se com *índex d'irregularitat* a la relació entre la diferència entre ambdues magnituds i el cabal mig de la bomba.

### 2.2.1 Pulsació de cabal en una BE

El dentat de les BE acostuma a ser de perfil evolvent recte, encara que en màquines on es busqui un funcionament silenciós es pot optar per engranatges helicoidals i perfil no-evolvents<sup>xxiii</sup>, sent aquestes més costoses i amb càrregues axials sobre els eixos. Tal com s'aprecia a la Figura 2-2, el nombre de dents que estan en contacte sempre és com a mínim d'un parell, podent haver-n'hi dos parells que ho facin alhora, sent en aquest cas el *coeficient de recobriment* superior a la unitat. Això significa que abans que un parell

---

<sup>xxiii</sup> D'aquesta tipologia de bombes es pot esmentar com exemple la REXROTH SILENCE PLUS <https://www.boschrexroth.com/es/es/productos/grupo-de-productos/hidraulica-movil/bombas/bombas-a-engranajes-con-dentado-exterior/azpj>

de dents comenci a desengranar, ja n'hi ha un altre que comença a fer-ho. Per tant, les ones de cabal es superposen, donant com a resultat una ondulació de freqüència el doble de la de bombeig i de menor amplitud. El cas extrem és el de les BE en les quals la distància entre els centres dels eixos és exactament la suma de radis primitius, anomenades de *doble contacte*, en les quals sempre hi ha dos parells de rodes engranant. La pulsació de cabal és el doble d'una bomba convencional, anomenades de *simple contacte*, i de menor amplitud, sent una tipologia de bomba que s'utilitza en aplicacions silencioses.<sup>xxiv</sup> En la Figura 2-4 es mostra la comparació teòrica de la pulsació de cabal entre una bomba de simple contacte i una de doble contacte, de 14.7 cm<sup>3</sup> girant a 1500 rpm.

A part de la superposició d'ones de cabal, el fet que el coeficient de recobriment sigui superior a la unitat també comporta un altre fenomen. Entre el parell de dents que està engranant i el que està desengranant hi queda un *volum atrapat*. Cal comunicar-lo amb la impulsió quan aquest està disminuint, per tal de facilitar la sortida del oli confinat i evitar es produeixi una compressió desmesurada del oli al variar el volum confinat (fet que produiria un augment molt elevat de la pressió, altes sol·licitacions mecàniques i el conseqüent desgast de la unitat). També cal comunicar-lo amb la aspiració quan està augmentant, per facilitar l'entrada del oli i evitar que es produeixi una depressió considerable (fet que produiria una disminució de la pressió i l'aparició de cavitació). Aquesta comunicació es realitza mitjançant les ranures de la placa lateral indicades a la Figura 2-5, i el seu disseny té una importància decisiva en el bon funcionament d'una BE, tant pel que fa a obtenir un rendiment volumètric òptim com per aconseguir una baixa pulsació de cabal.

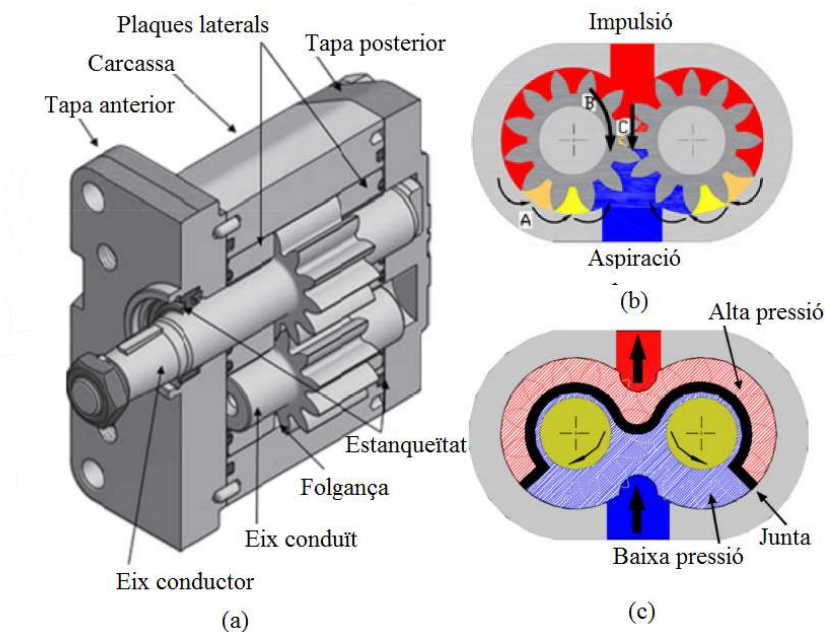


Figura 2-1: BE amb plaques laterals porta-coixinets

(a) Components de la bomba (Font: ROQUET Group); (b) Vies de fuites; (c) Cara posterior de la placa lateral

<sup>xxiv</sup> D'aquesta tipologia de bombes es pot ficar com exemple CASAPPA WHISPER <https://www.casappa.com/en/c/products/4/aluminium-body/#whisper-ws-tab>, ROQUET LZ <https://www.roquetgroup.com/es/productos/c/288-grupo-2-%7C-de-4-a-26,67-cm3vuelta-%7C-lz--bajon.html>



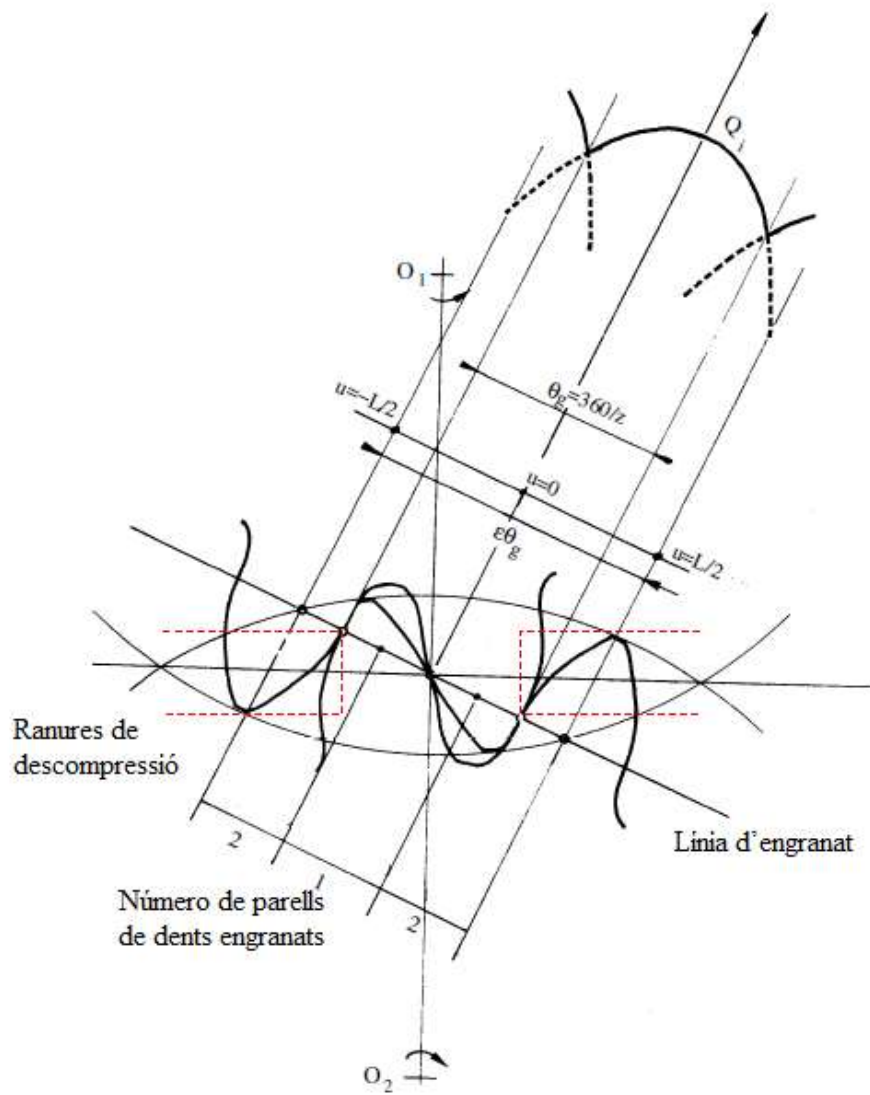


Figura 2-2: Mecanisme d'engrenat en una BE

Font: Del Campo (6)

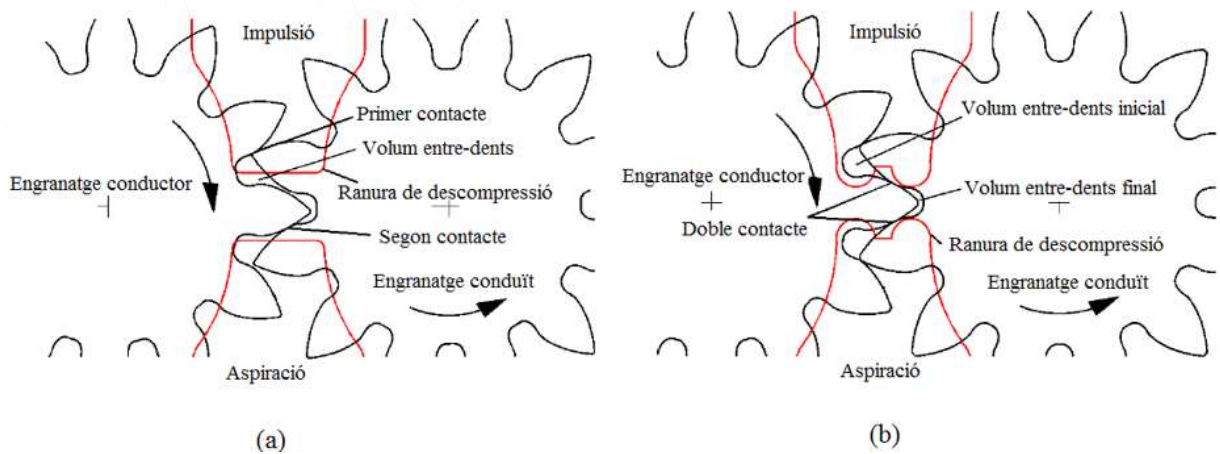


Figura 2-3: Engranat d'una BE de simple contacte (a) i doble contacte (b)

Font: Del Campo (6)

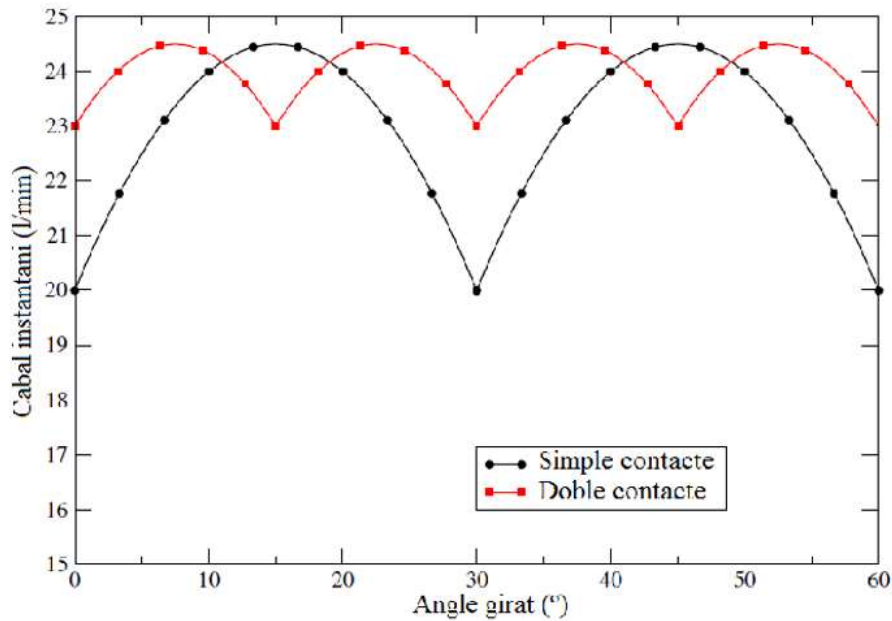


Figura 2-4: Evolució del cabal polsant en funció del angle girat

Font: Del Campo (6)

### 2.2.2 Pèrdues en les BE

Com qualsevol BDVP, les BE no tenen un comportament ideal, degut a que el cabal real impulsat no depèn únicament de la velocitat de gir, sinó també de la pressió de treball. Això és degut a la presència de fuites internes il·lustrades a la Figura 2-1(b).

Hi ha altres fenòmens que contribueixen a una disminució del cabal ideal. Per una part l'oli presenta certa compressibilitat, de manera que tot volum aspirat és disminuït en el camí cap a la impulsió. Com a ordre de magnitud, un oli amb un mòdul de compressibilitat de 1500 MPa, disminueix el seu volum un 1% cada 15 MPa d'increment de pressió. Aquest fet ha estat tingut en compte en aquesta Tesi en el model de bomba creat. També pot haver-hi una disminució del volum d'oli aspirat degut a la cavitació i a la presència de gasos dissolts. Aquest tema, àmpliament tractat en la Tesi de Del Campo (6), no s'ha tingut en compte en el model de bomba, ja que són dos casuístiques que s'haurien d'evitar en qualsevol sistema oleohidràulica ben dissenyat. El no fer girar la bomba a velocitats excessives, disposar de dipòsits elevats i evitar l'aireig del oli són precaucions que s'haurien de tenir sempre en compte. En tot cas, no és inversemblant ampliar el model proposat de bomba tenint en compte aquests fenòmens.

Tot plegat fa que el cabal real de la bomba sigui inferior al teòric. Tot i això, aquesta reducció acostuma ser inferior a un 10% en bombes en bon estat. Tornant a la Figura 2-1, les fuites d'oli de la impulsió cap a la aspiració en una BE poden donar-se per tres camins diferents. Aquests són:

- Camí A) *Espai entre punta del engranatge i carcassa*: Hi ha dos tipus de flux a considerar. Per una part un flux de Poiseuille degut al gradient de pressió des de la impulsió fins a la aspiració i per una altra banda, un flux de Couette degut al arrossegament del oli en l'espai entre la punta de la dent en moviment i la carcassa aturada. En tot cas, en les BE actuals, el

gradient de pressió succeeix en les primeres dents un cop atrapat el volum, sortint de la zona d'aspiració, ja que un fresat perimetral en la placa lateral (mostrat en la Figura 2-5) força que les zones interdental següents estiguin a la mateixa pressió. Es pot observar a la Figura 2-1(b), on les cavitats en vermell estan a pressió d'impulsió i l'augment d'aquesta des de la aspiració es mostra amb el degradat de blau-groc-taronja. Aquesta solució s'utilitza per minimitzar l'empenta dels engranatges cap a la zona d'aspiració, intentant que les forces hidrostàtiques degut a la pressió de treball d'ambdós eixos quedin tant horitzontals com sigui possible i enfrontades, sol·licitant al mateix temps els coixinets hidrodinàmics d'aquests. Tot i això, la component vertical segueix existint, augmentant amb la pressió i disminuint la folgança entre la punta de les dents i la carcassa en la zona d'aspiració (sempre que parlem de bombes amb els coixinets hidrodinàmics instal·lats en les plaques laterals flotants, fenomen estudiat extensament per Gutès (4)). Aquest comportament permet que si bé l'augment de pressió comporta unes majors fuites, la disminució de la folgança les fa disminuir. Per tant estariem parlant d'un mecanisme de compensació de joc radial. De fet, la folgança en aquesta zona ve definit pel propi desgast que fa l'engranatge a la carcassa de la bomba a mesura d'anar treballant

- Camí B) *Espai entre engranatge i placa lateral*: Aquestes fuites són considerades les més significatives en les BE, podent arribar a representar el 70-80% del total. La Figura 2-6 mostra una simulació realitzada per Borgui et al. (19), on es pot observar la relació del rendiment volumètric amb la velocitat de gir, molt coincidents amb els resultats dels assaigs del Capítol 4. A part de que a baixes velocitats el rendiment és força pobre, es fica de manifest com aquest està altament influenciat per la folgança entre l'engranatge i la placa lateral. Per aconseguir disminuir aquest efecte, les BE d'altas prestacions incorporen un mecanisme de compensació de joc axial, tal i com es pot observar en la Figura 2-1(a) i (c). La pressió de treball es condueix a la part posterior de la placa lateral, on hi ha una zona separada de la aspiració mitjançant una junta d'estanqueïtat. L'objectiu és que al mateix temps que augmenta la pressió en d'impulsió, també augmenti en la zona posterior de la placa. Un bon disseny de la placa farà que la línia d'acció de la força en ambdues cares sigui la mateixa, evitant la inclinació de la placa. Fins i tot, com serà modelat en el Capítol 6, la força hidrostàtica en la zona posterior fa disminuir la folgança de l'espai entre engranatge i placa, o sigui, que si bé un l'augment de pressió comporta unes majors fuites, la disminució del joc existent les fa disminuir. Per aquest senzill mecanisme, les BE presenten rendiments superiors al 90-95% en bona part del seu rang de funcionament tal i com s mostra en les Figures 2-5 i 2-6. S'observa que aproximadament a partir de 150 bar la disminució de la folgança compensa l'augment de pressió mantenint el rendiment aproximadament constant. La raó per la qual el rendiment en la bomba de 27 cm<sup>3</sup> és inferior a la de 54 cm<sup>3</sup> és que

únicament es diferencien per la longitud del engranatge, de manera que encara que les fuites entre els engranatges i les plaques laterals siguin les mateixes, percentualment seran inferiors com més cabal bombegi la bomba.

- Camí C) *Espai d'engrenat*: Ja s'ha comentat que el fet de que el coeficient de recobriment sigui superior a la unitat comporta que quedi atrapat un volum d'oli entre els dos parells de dents que estan engranat. Aquest retorn d'oli de la impulsió a la aspiració, fa decreïxer el rendiment volumètric de la unitat.

Òbviament per fer girar els engranatges entre la carcassa, la placa lateral i els coixinets hidrodinàmica és necessari un parell per a vèncer la fricció deguda als moviments relatius entre els seus components. La relació entre el parell necessari per produir l'augment de pressió i el necessari per a fer girar la bomba (parell teòric més el degut per la fricció) ve quantificat pel *rendiment mecànic*. Com que una disminució de la folgança va associada a un augment de la fricció, les bombes amb un bon rendiment volumètric acostumen a tenir rendiments mecànics baixos. El *rendiment total* de les bombes de desplaçament volumètric positiu, el producte del volumètric i el mecànic, és del ordre del 80-85%

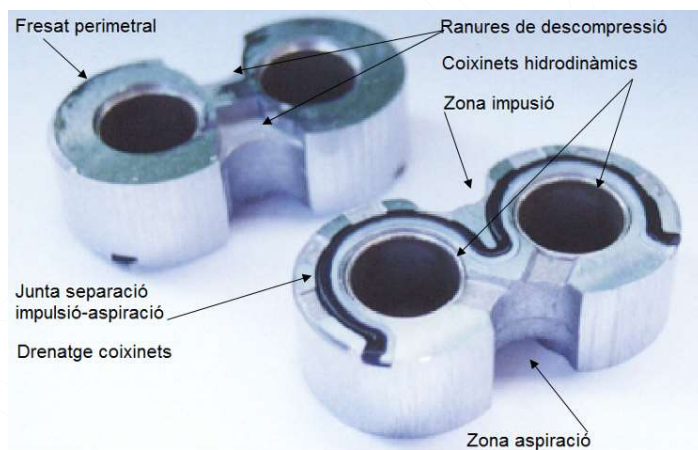


Figura 2-5: Vista de les plaques laterals

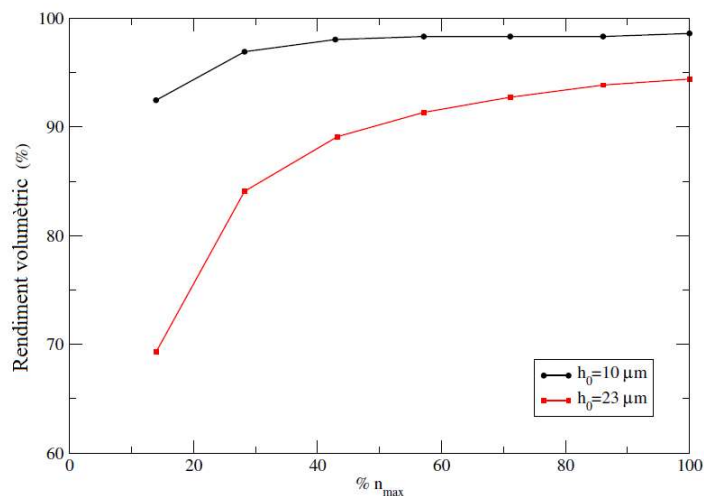


Figura 2-6: Predicció del rendiment volumètric a pressió màxima versus velocitat de gir. Folgança entre placa lateral i engranatge de 10 μm i 23 μm. Font: Borghi et al. (19)

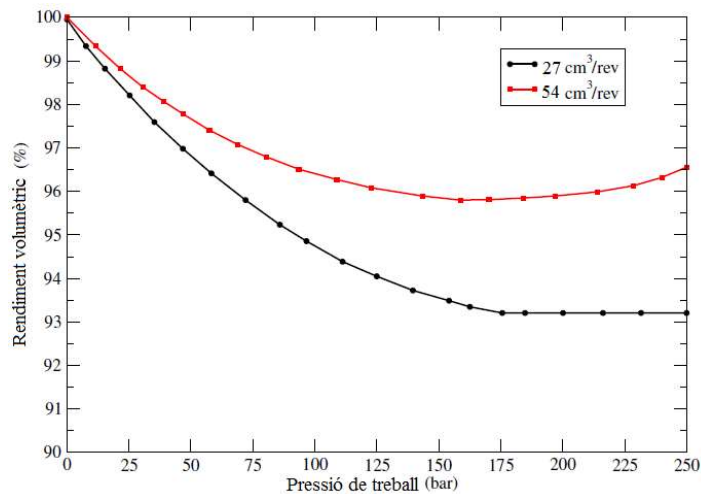


Figura 2-7: Rendiment volumètric de dues BE de diferents desplaçaments

Font: ROQUET Group

## 2.3 Tipus d' BE

La Figura 2-8 mostra diferents tipologies de bombes d'engranatges externs amb compensació de joc axial. Si bé es cert que se'n fabriquen sense aquest mecanisme, no estan destinades a servir STEO d'alta pressió, podent ser utilitzades per sistemes de greixatge, transvasaments de fluids o oleohidràulica de baixa pressió. Les mostrades en la Figures 2-7 (a) i (b) els coixinets hidrodinàmics van instal·lats en el cos de la bomba, de manera que es tracta d'unes configuracions més rígides que les (c) i (d). La carcassa d'aquestes bombes acostumen a ser fabricades de fosa, sent les que poden treballar a pressions més elevades. Mentre el cos de la bomba (a) està compost de tapa frontal (costat del eix), carcassa i tapa posterior, la tipus (b) el cos només consta de dues peces, tapa frontal i carcassa. D'aquesta manera s'aconsegueix una configuració molt rígida i poc deformable. En tots dos tipus la compensació de joc axial es realitza mitjançant unes plaquetes que actuen de la mateixa manera que s'ha explicat en l'apartat anterior, que poden ser fabricades tant de bronze com d'aliatges d'alumini.

La bomba de la Figura 2-7 (c) és la tractada en aquesta Tesi. Consta de tapa frontal de fosa, carcassa d'alumini i tapa posterior de fosa. També són freqüents les tapes d'alumini, encara que la limitació del parell d'acollada dels cargols i la menor rigidesa comporta una pressió màxima lleugerament inferior. Els coixinets van instal·lats a la mateixa placa lateral d'aliatge d'alumini, i per tant, el conjunt plaques, coixinets i eixos és flotant, dotant a aquest tipus de bombes d'una alta fiabilitat en aplicacions lligades normalment amb un motor elèctric, sense esforços radials sobre els eixos. En el cas d'esser utilitzades en transmissions amb motor de combustió és aconsellable la instal·lació d'un rodament a la tapa frontal per aïllar-la de les vibracions. Com qualsevol tipus de bomba, també cal un rodament a la tapa davantera en cas de transmissions per politges o cardans, ja que els coixinets hidrodinàmics de les bombes tenen com a funció suportar els esforços interns, no esforços axials o radials externs. La figura (d) mostra el mateix tipus de bombes, però la compensació del joc axial es realitza tant mitjançant plaques laterals amb els coixinets

inserir i plaquetes addicionals entre aquestes i els engranatges. Es tracta d'una solució utilitzada en bombes de mida superior, ja que la utilització de coixinets hidrodinàmics de més longitud fa que les plaques laterals siguin massa amples per poder-se inclinar i adaptar-se a la flotació del eix dins del seu coixinet, fent aquesta funció les plaquetes intermèdies. D'aquesta manera el sistema d'ajust de joc axial respon més ràpid a les variacions de pressió, separant les funcions de suport de la càrrega dels eixos del de compensació de les fuites. Encara que aquest model s'acostumen a fabricar amb carcassa d'alumini extrusionat, també hi ha models de fosa d'acer, les quals permeten augmentar la pressió i temperatura màxima de treball al augmentar la seva rigidesa.

Tots aquests tipus de bombes generalment poden girar entre 500 i 3000 rpm, depenent de la mida. La pressió màxima de treball acostuma a ser de 250 bar, encara que en bombes del tipus (a) o (b) de fosa, pot acostar-se a 300 bar. Els desplaçaments poden ser des de l'ordre de 1 cm<sup>3</sup> a més de 200 cm<sup>3</sup>, versatilitat que fa que les bombes d'engranatges siguin àmpliament utilitzades tant en aplicacions industrials com mòbils com ja s'ha esmentat.

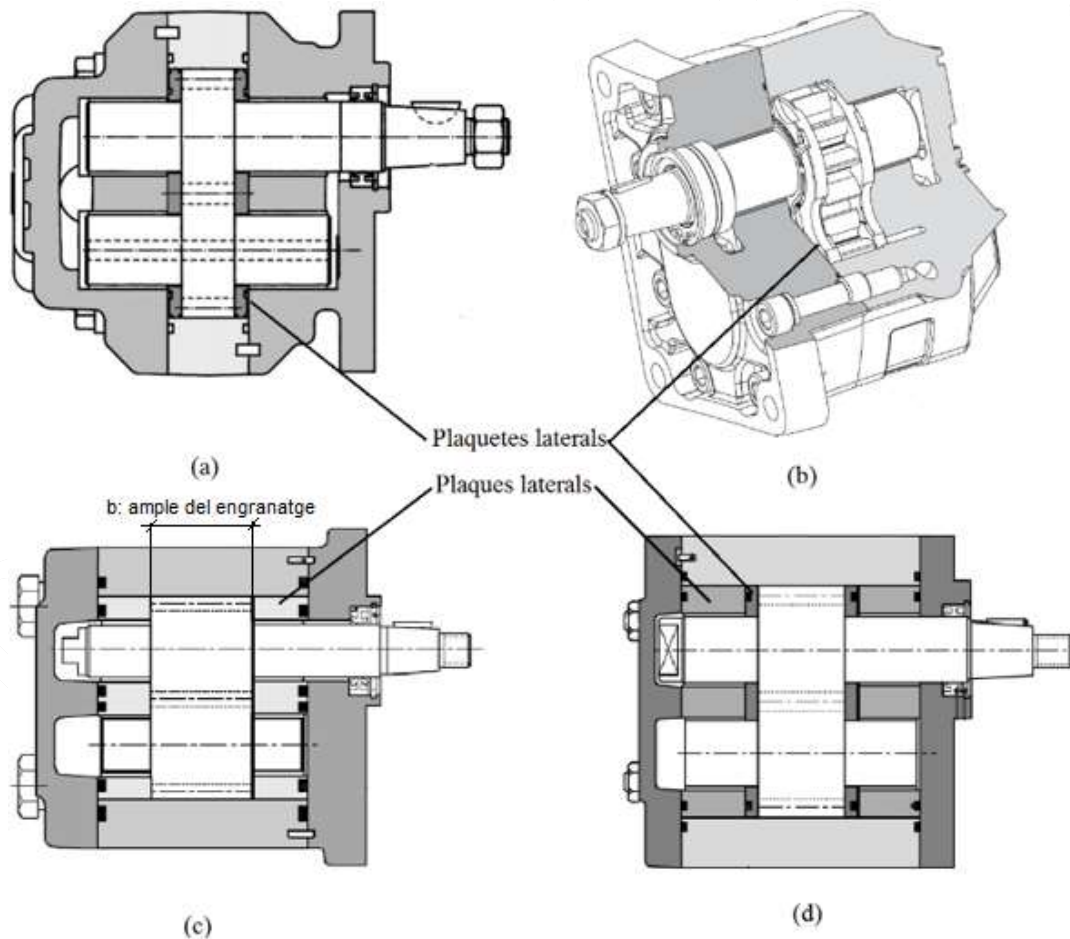


Figura 2-8: Tipologia de les BE

(a) 3 peces i plaquetes; (b) 2 peces i plaquetes; (c) 3 peces i plaques; (d) 3 peces, plaques i plaquetes<sup>xxv</sup>

<sup>xxv</sup> Font: (a) ROQUET PNC (80-225 cm<sup>3</sup>); (b) CASAPPA KP (4-73 cm<sup>3</sup>); (c) ROQUET L (4-27 cm<sup>3</sup>); (d) ROQUET PLA (36-84 cm<sup>3</sup>)

## 2.4 Estat del art sobre l'estudi geomètric

En tota BDVP és possible estudiar el mecanisme de bombeig des d'un punt de vista purament geomètric. El cabal impulsat per la unitat té dues components. Per una part el *cabal mig*, que determina la velocitat dels actuadors del circuit oleohidràulic. Però, des de un punt de vista fluidodinàmic, és de suma importància el *cabal polsant*, doncs és la principal causa de la pulsació de pressió propagada pel fluid, i per tant, del soroll generat en la instal·lació.

Pel càlcul tant del cabal mig com de la pulsació de cabal mitjançant la geometria dels engranatges de les BE s'ha de tenir compte que, tot i ésser de dentat evolvent convencional, sòl presentar certa complexitat, ja que els fabricants tallen els pinyons amb desplaçament per augmentar la capacitat volumètrica. Així mateix, per disminuir la irregularitat del cabal, els fabricants tendeixen a utilitzar el màxim nombre de dents que permet un mòdul determinat, sent aquest major en engranatges desplaçats. La distància entre centres dels engranatges, tant per evitar interferències degut al desplaçament com per alliberar l'oli comprimit en el volum atrapat, és superior a la suma de radis primitius, muntant-se per tant els engranatges amb joc.

Per aquestes i altres raons es fa difícil trobar en la bibliografia estudis que reflecteixin totes aquestes consideracions geomètriques. Un dels primers estudis d'aquest tipus del que es té menció és el de Meldahl (20), on es dedueix el cabal mig d'una BE en funció del radi primitiu, de l'alçada de la dent, del mòdul, del angle de pressió i de la seva amplada. Aquest estudi no té en compte el desplaçament del tallat, encara que aprofundeix en la influència del coeficient de recobriment i com afecta a la pulsació de cabal el fet de que dos parells de dents estiguin engranant alhora. Molt important són les consideracions sobre la necessitat d'efectuar les ranures a les cares laterals dels engranatges. Es fa un estudi teòric per una bomba de 12 dents i un angle de pressió de 25°, on es fiquen de manifest unes fuites del 20% en la zona d'engranat. També es mostra l'amplitud del primer harmònic, així com el canvi que es produeix al utilitzar un dentat helicoidal en lloc de recte, observant-se una disminució del desplaçament volumètric i unes pulsacions invariants, fet no corroborat per altres investigadors ni per la producció actual d'aquest tipus de bombes. Es constata la influència del circuit associat alhora de transformar aquestes pulsacions de cabal amb pulsacions de pressió, i es menciona qualitativament la influència del joc d'engranat en el cabal mig.

Un estudi de la mateixa naturalesa que l'anterior el presentà Amman (21), afegint-hi l'equilibri de forces en el dentat durant l'engranat, i per tant, la transformació del parell aplicat al eix en increment de pressió del fluid. En l'estudi del cabal mig, calculat tenint en compte un coeficient de recobriment igual a la unitat, es considera el desplaçament del tallat i que el nombre de dents d'ambdós engranatges sigui diferent, fet de poca aplicació en bombes industrials modernes. S'estudia el volum d'oli a desallotjar per les ranures de les plaques laterals, la situació d'aquestes i com influeix en l'índex d'irregularitat. És fa referència a les bombes tipus duo, a on un parell d'engranatges tenen un decalatge de mig espai interdental



respecte a un altre parell<sup>xxvi</sup>. Introduïdes per Yudin (22), amb aquestes BE bastant més complexes que les habituals, s'aconsegueix una reducció de la pulsació del 75%. Curiosament, aquest resultat és del mateix ordre de magnitud del estudi de Meldahl (20) sobre les bombes de doble contacte. Paul et al. (23) fan un resum del treball de Amman, simplificant algunes de les expressions.

Un estudi geomètric molt complet correspon al de Chidanand (24), on es discuteix especialment l'efecte del desplaçament del tallat en el cabal mig de la bomba, sent interessant la quantificació del desplaçament que dona un valor màxim. A partir dels àbacs obtinguts en aquest treball, és possible optimitzar el disseny de la bomba tant pel que fa al número de dents com al desplaçament del tallat, tenint en compte el problema de la interferència que pot ocasionar. Molt interessant és el gràfic de la distància entre centres mínima en funció del número de dents per diferents desplaçaments.

Foster et al. (25) realitzen un treball numèric força detallat de les pulsacions de cabal, el volum atrapat, i les pulsacions de pressió que es generaria en una descàrrega anecoica<sup>xxvii</sup>. A partir d'aquestes pulsacions es troben les forces que actuen sobre els coixinets de la bomba. Es tracta d'un treball exhaustiu, complementat per un estudi experimental de com es genera en l'interior d'una BE el gradient de pressió. En el treball de Gutès (4) s'aborda els esforços variables a suportar pels coixinets de forma similar, calculant-se les forces teòriques que es generen sobre els eixos durant el cicle d'engranat per preveure les orbites amb que es mouen. Contribuint a estudiar el fenomen de com es genera la pressió en l'interior de la bomba, Nervegna i Manco (26) realitzen uns assaigs experimentals semblants als de Foster, col·locant un sensor de pressió miniatura en el fons de la cavitat entre-dents, i sincronitzant la senyal d'aquest amb la d'un transductor de posició del eix.

Podem concloure doncs, que com més complexos són els estudis teòrics sobre la generació de cabal, més ens adonem dels paràmetres que s'escapen d'estudi. Per tant, tot i les aproximacions força precises del cabal geomètric i la seva pulsació, per a conèixer bé el comportament d'una unitat cal dur a terme assaigs experimentals. En el Capítol 3 s'estudiarà una BE genèrica des d'un punt de vista analític, de manera bastant anàloga Paul (23), particularitzant els resultats per la bomba comercial de referència d'aquesta Tesi de 14.7 cm<sup>3</sup>. En els Capítols 4 i 5 es realitzarà el mateix estudi experimentalment a partir de les normes ISO corresponents. Com es pot comprovar les referències citades tenen certa antiguitat, ja que el càlcul analític d'engranatges fa molt de temps que ha sigut motiu d'estudi de molts investigadors. La comparació dels resultats analítics amb els experimentals sempre és una tasca engrescadora, de manera que s'ha fet un resum dels valors del cabal mig i del índex d'irregularitat<sup>xxviii</sup> aplicant a la bomba de referència les expressions de diversos autors, resumits en la Taula 2-1 i 2-2 respectivament. Tot i que l'expressió de Paul del cabal mig dona un valor lleugerament inferior al informat pel fabricant de la bomba, el valor del índex d'irregularitat

---

<sup>xxvi</sup> Comercialitzades per BOSCH (Duo-pump), han estat substituïdes per les de doble contacte, de construcció molt més senzilla.

<sup>xxvii</sup> De longitud infinita, on no es generen reflexions de l'ona de cabal

<sup>xxviii</sup> Relació entre l'amplitud pic a pic de la pulsació de cabal i el cabal mig



és força exacte tenint en compte els valors obtinguts geomètricament en el Capítol 3 i experimentalment en el Capítol 5.

Autor	Cabal mig (lpm)	Bomba de ref. 1500 rpm
Meldahl (20)	$Q_m = \frac{n\pi b}{10^6} \left[ 2R_p h - h^2 - \frac{1}{3} \pi^2 m^2 \cos^2 \alpha_0 \right]$	15,9 (lpm)
Amman (21)	$Q_m = \frac{n\pi b}{10^6} \left( 2R_p h - h^2 - \frac{L^2}{12} \right)$	17,4 (lpm)
Paul (23)	$Q_m = \frac{2\pi n b m^2}{10^6} \left[ z + \left( 1 - \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha_0}{12} \right) \right]$	17,8 (lpm)
Foster (25)	$Q_m = \frac{\pi n b}{10^6} \left( 2R_p h - \frac{h^2}{4} - \frac{h^2}{4} \cos^2 \alpha_0 \frac{\pi}{12} \right)$	21,5 (lpm)

Taula 2-1: Cabal mig segons diversos autors

Autor	Índex irregularitat (lpm)	Bomba de referència
Meldahl (20)	$\sigma = \frac{2m \cos^2 \alpha_0}{zh}$	0.056 (5.6%)
Amman (21)	$\sigma = \frac{\pi^2 \sin^2 \alpha_0}{4z + 4}$	0,022 (2.2 %)
Paul (23)	$\sigma = \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha_0}{4 \left[ z + \left( 1 - \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha_0}{12} \right) \right]}$	0.177 (17,7%)

Taula 2-2: Índex d'irregularitat segons diversos autors

## 2.5 Estat del art sobre la parametrització de les pèrdues

Des de l'inici del estudi matemàtic de les BDVP s'ha seguit una formulació força anàloga, que permet la comparació dels resultats entre diverses investigacions. Pel seu estudi experimental existeix una normativa ISO molt concreta que permet definir les prestacions d'una màquina hidrostàtica (bomba, motor o transmissió). Un model de bomba és un conjunt d'expressions del cabal subministrat i el parell aplicat al eix en funció de les condicions operatives de la bomba que s'ajustin als resultats dels assaigs experimentals. En aquesta Tesi s'ha pres com a punt de referència teòrica, de la mateixa manera que l'han pres la majoria d'autors, els treballs publicats per Wilson (27), on es relaciona la naturalesa de les fuites i les friccions en l'interior de les unitats amb les seves prestacions, mitjançant *els coeficients de pèrdues*<sup>xxix</sup>, obtenint uns models amb significació física tant del parell com del cabal en funció del desplaçament volumètric, de la pressió, de la velocitat de gir i la viscositat del oli. En aquests treballs s'introdueix els conceptes de *rendiment mecànic* i *rendiment volumètric* tal i com avui en dia s'entenen. A més, ens demostra l'autor

<sup>xxix</sup> Coeficients adimensionals que relaciones les fuites i les friccions amb les condicions operatives de la unitat. En el capítol 4 seran introduïts amb profunditat.

mitjançant nombrosos estudis experimentals que aquestes expressions són vàlides en un rang de funcionament força ample.

Es consideren tres casos de funcionament intern de la unitat: *règim turbulent*, *règim laminar* i *règim laminar amb escalfament*. L'autor aplica les expressions obtingudes del parell, cabal, rendiments i potències d'una bomba als tres casos. Amb les limitacions de generalitzar, se'ns demostra que és possible preveure quasi quantitativament les prestacions d'aquestes màquines, que el màxim rendiment es dona en règims de funcionament semblants, que a baixa velocitat les prestacions d'aquestes unitats són pobres i aleatòries, i sobretot, que l'espai entre engranatges i plaques laterals en les BE condiciona el règim interior del flux. A més, s'introdueix en els models adimensionals la possibilitat de presència de gasos, i molt important, el canvi de viscositat degut al escalfament originat per la fricció, també tingut en compte en el Capítol 7 d'aquesta Tesi.

Henke (28) analitza el paper de les toleràncies de fabricació en el rendiment volumètric de les BE, considerant els tres camins de fuites internes ja esmentats. S'obtenen expressions analítiques de les fuites en els tres casos, obtenint-se a partir d'aquestes els gràfics de rendiments versus toleràncies radials i axials similars a les obtingudes per Borghi et al. (19) amb potents eines computacionals. Les principals conclusions d'aquest estudi són que les fuites per les plaques laterals representen aproximadament el 65-70% de les totals, les que es produeixen entre el pic de les dents i la carcassa aproximadament el 25-30%, i el retorn d'oli cap a l'aspiració del volum atrapat en l'engranat aproximadament el 2-10%. Les toleràncies pròpies de fabricació d'aquestes bombes solen tenir un ordre de magnitud entre el 25 a 50  $\mu\text{m}$ , encara que el mecanisme de compensació de joc axial les pot disminuir fins aproximadament 5  $\mu\text{m}$ , tal com ha estat comprovat en el Capítol 6. Segons Henke, i tenint en compte que es tracta de bombes del 1955, l'augment del espai entre engranatges i placa lateral de 5 a 50  $\mu\text{m}$  suposava disminuir el rendiment volumètric del 90% al 70%, mentre que respecte el joc radial entre les dents i la carcassa, suposava disminuir-lo del 90 al 60%, a pressions únicament entre 50 i 100 bar. D'aquí la importància dels mecanismes de compensació de folgances.

Un model matemàtic fonamental sobre màquines hidrostàtiques és el realitzat per Schlöesser (29), (30) i (31). Aquest autor se'n adona de la problemàtica de agafar com a valor de referència pel càlcul del cabal ideal el desplaçament volumètric basat únicament en la geometria del engranatges, doncs aquest varia tant amb la compressibilitat del oli com, en menor grau, amb la seva expansió tèrmica. Al ésser aquests fenòmens intrínsecs del funcionament de la bomba, cal separar-los dels efectes de les fuites pròpiament dites. Després d'un complet anàlisi adimensional del fenomen, s'obté la pressió i velocitat en que es dona rendiment màxim, així com el seu valor. Aquestes expressions són aplicables a màquines semblants de mida distinta. L'autor relaciona les expressions del seu model amb els coeficients adimensionals aplicables a la lubricació dels coixinets hidrodinàmics, números de Sommerfeld, Reynolds i Euler<sup>xxx</sup>, sent aquest un

---

<sup>xxx</sup> <https://neutrium.net/general-engineering/index-of-dimensionless-numbers/>

exemple d'interpretació física dels resultats que cercarem en aquesta Tesis. A més, quantifica la fiabilitat de la bomba amb un coeficient adimensional, comentant la curiositat de que entre el 1956 i 1959 s'introdueix la compensació de joc axial i els coixinets hidrodinàmics en les BE, amb el conseqüent augment de fiabilitat i prestacions.

Toet (32) i (33) menciona el treball de Schlöesser per a dur a terme un estudi per definir el desplaçament volumètric de les bombes tenint en compte la dependència d'aquest amb la pressió i la temperatura. Mostra com la definició geomètrica no té en compte aquests fenòmens i per tant és inexacta, sent aquest treball la base de la norma ISO 8426:1988 (10)<sup>xxxvi</sup>. A baixa pressió existeix un arrossegament del oli per les parts mòbils de la bomba, que pot fer augmentar el desplaçament volumètric. A alta pressió, els mecanismes de compensació també fan augmentar-lo. Aquesta és la raó de que en certs estudis existeixin rendiments volumètrics superiors a la unitat, ja que es pren com a referència el desplaçament volumètric geomètric o resultant del assaig ISO 8426: 1988, sense que les condicions operatives en les que s'ha pres siguin les de màxima eficiència. Encara que Toet va proposar assaigs a diferents pressions, finalment la norma esmentada va utilitzar un mètode simplificat on es considera la pressió de l'assaig un 5% de la pressió màxima de servei de la unitat, determinant el desplaçament volumètric com la relació entre l'augment de cabal respecte l'augment de velocitat. Evidentment, ens seguim trobant amb rendiment volumètrics superiors a la unitat en bombes amb mecanismes de compensació de jocs interns, amb prestacions òptimes a una pressió superior, raó per la qual l'any 2008 es modificà la norma per extrapolar els resultats del desplaçament volumètric al supòsit de fuites nul·les. Al cap de quasi 50 anys dels primers estudis, Toet et al. (34) van realitzar importants puntualitzacions sobre el mètode per determinat experimentalment el desplaçament volumètric, fet que denota la dificultat d'establir un cabal ideal que ens serveixi de referència per determinar el rendiment volumètric de les màquines hidrostàtiques. Es convida a la lectura de Johnson J.L (35), una breu història de la modelització matemàtica de sistemes oleohidràulics, on s'explica la tortuosa història de la norma ISO 8426.

McCandlish i Dorey, (36) i (37), depuren les expressions obtingudes per Wilson referent als coeficients de pèrdues amb l'objectiu de poder-les introduir en els incipients models numèrics de simulació de circuits hidràulics. En aquestes expressions es continua tenint en compte la naturalesa de les pèrdues, i es realitza un estudi experimental per obtenir la modelització del comportament de 9 bombes diferents, mostrant els autors la variació dels coeficients de pèrdues segons el tipus de bomba, relacionant breument els coeficients de pèrdues amb els canvis geomètrics interns.

Abdallah et al. (38) realitzen un estudi teòric per obtenir les condicions en que es donen rendiments volumètrics màxims en una BE, tenint en compte que les fuites entre el pic de les dents i la carcassa han d'incloure tant l'arrossegament del fluid (terme de Couette) com el flux degut al gradient de pressions

---

<sup>xxxvi</sup> Notat la incongruència que la norma per avaluar el desplaçament volumètric (ISO 8426:1988) és posterior a la d'avaluar els rendiments (ISO 4409:1986).

(terme de Poiseuille). D'aquesta manera s'obtenen les toleràncies entre pic de les dents i carcassa òptimes. Ara bé, tot i que els resultats podrien ser interessants qualitativament, no té en compte les fuites entre engranatge i plaques laterals, que com ja s'ha comentat, són a priori les de major importància.

Dorey (39) exposa dues expressions per avaluar el cabal i el parell on els coeficients de pèrdues es troben experimentalment a través dels resultats obtinguts realitzant l'assaig ISO 4409. En l'expressió del cabal s'inclou el cabal ideal, les pèrdues per compressibilitat i per fuites viscoses, argumentant no incloure fuites turbulents donats els petits jocs interns de les unitats. En quant al parell, les pèrdues són degudes a la fricció d'origen viscos i coulombià, així com un terme de pèrdues hidrodinàmiques degut a l'acceleració del fluid. Sorensen et al. (40) utilitza aquesta modelització per a tractar una gran quantitat de dades obtingudes en assaigs automatitzats, i conclouen que des d'un punt de vista tecnològic, el model ha d'oferir una base física per a una bona interpretació dels resultats, no una mera regressió dels resultats. En sentit contrari, Zarotti i Nervegna (41) utilitzen un model polinòmic per ajustar el comportament de bombes oleohidràuliques, però tenint en compte que en l'expressió del parell hi surten 9 coeficients sense cap significat físic determinat, no es creu que sigui la manera més adient d'estudiar l'eficiència d'aquestes unitats, excepte la de disposar d'una expressió fàcilment tractable dins d'un model numèric.

Per finalitzar, fer esment de l'alternativa al mètode *clàssic* de trobar els rendiments de la bomba (avaluant la potencia a la sortida com el producte del cabal i l'increment de pressió) presentada per Mancò et al. (42) En aquest *mètode termodinàmic* es realitza el balanç d'energia a l'aspiració e impulsió de la bomba mesurant la temperatura i la pressió, obtenint l'increment de potència dins de la unitat. Els resultats mostren la gran sensibilitat del mètode a petites diferències de temperatura i el problema de la no uniformitat de la temperatura en tota la secció del conducte de sortida de la bomba. Per millorar la fiabilitat del mètode, s'utilitzen correlacions de la densitat amb la temperatura força interessants, tot i fer esment els autors de les poques expressions d'aquest tipus sobre fluids oleohidràulics comercials. Aquest mètode, que en el seu moment es va considerar força més acadèmic que no pas pràctic, ha rebut una nova empenta arrel d'un article realitzat per reputats investigadors del món de l'oleohidràulica com Achten et al. (43), on es qüestiona l'actual assaig ISO 4409 per a determinar les característiques en règim permanent de bombes i motors oleohidràulics. A part de considerar el rendiment mecànic, fet que l'actual document ISO no contempla, es mesura l'energia entregada al fluid tenint en compte l'emmagatzemada per aquest en forma de pressió (donant molta importància al mòdul de compressibilitat) i temperatura, fet que condueix a unes pèrdues inferiors a les obtingudes amb el mètode clàssic. D'aquesta manera, els rendiments totals són superiors, sobretot a altes pressions. El nou mètode proposat demana conèixer la relació entre la càmera d'impulsió i el desplaçament volumètric, i per tant, comença a redundar amb la idea exposada durant aquesta Tesi sobre la relació que hi hauria d'haver entre els paràmetres obtinguts en l'assaig ISO 4409 (pèrdues volumètriques) i els obtinguts en l'assaig ISO 10767 (impedància de la bomba).

En el model de les pèrdues dut a terme en aquesta Tesi s'utilitzarà el model de Dorey complementat amb termes referents a les fuites de tipus turbulent definides per Schlöesser. Aquest model, continuació del

original de Wilson, presenta un significat físic dels coeficients de pèrdues que poden ajudar significativament a entendre com varia la geometria de la bomba amb el canvi de les condicions operatives.

## 2.6 Estat del art sobre la parametrització del comportament polsant

Les pulsacions de pressió en una instal·lació oleohidràulica depenen de les de cabal de la pròpia bomba i de la impedància tant d'aquesta com del circuit associat. Per tant, per parametritzar el comportament polsant d'una bomba, cal definir la seva pulsació cabal (*flow ripple*) i la seva impedància (*source impedance*), tasca que no esdevé senzilla al no existir instruments per mesurar directament ones de flux amb freqüències del ordre de centenars de Hz<sup>xxxii</sup>. Cal recórrer a un càlcul indirecte de la pulsació de cabal a partir de les mesures de les de pressió en el conducte de sortida de la bomba. És Unruch (44) dels primers en intentar establir aquest document normatiu per la seva quantificació. A mitjans dels anys setanta, la necessitat de crear un criteri rigorós i metòdic per conèixer la pulsació de cabal era un reflex de la preocupació industrial per la reducció del soroll relacionat amb els sistemes oleohidràulics, com es manifesta en el treball de Szerlag (45), on teoritza sobre les equacions per a separar la influència de la línia d'impulsió de la fluidodinàmica polsant de la pròpia de la bomba. El primer que realitza l'autor és comprovar l'aplicabilitat de la teoria d'ones planes i la seva transmissió en instal·lacions oleohidràuliques, de la mateixa manera que en línies elèctriques. Aquesta analogia es veu ratificada amb força precisió amb mesures experimentals. A partir d'aquestes expressions, realitza les mesures de les pulsacions de pressió en un tub curt minimitzant la influència de les vàlvules del circuit associat, assolint una senyal pròpia de la bomba. Evidentment, el concepte de tub d'impulsió curt és molt relatiu. També cal esmentar que el mètode utilitzat, i així ho contempla l'autor, és molt susceptible del mòdul de compressibilitat del oli, i per tant, de la presència d'aire dissolt en el circuit.

Manco i Nervegna (26) afronten el problema d'una manera analítica en una BE. Únicament estudien els paràmetres de les rodes dentades, i a partir de les expressions del cabal instantani, obtenen els harmònics generats per aquesta. En aquest model matemàtic, hi simulen els orificis de descàrrega de les plaques laterals, el volum atrapat entre engranatges i la compressibilitat del oli. La simulació matemàtica d'aquests fenòmens porta a una expressió del cabal polsant, que al interaccionar amb una impedància coneguda, ens proporciona la pulsació de pressió. Aquesta es correspon aproximadament amb les mesures en els experiments que van portar a terme. El cert és que per molt ben feta que estigui feta la simulació, no és viable que per documentar la pulsació de cabal d'una bomba s'hagi de conèixer perfectament la seva morfologia interior ni procedir a realitzar una simulació numèrica. Dues conclusions importants sobre BE d'aquest estudi són que les oscil·lacions de pressió en el segon harmònic de la freqüència de bombeig són

---

<sup>xxxii</sup> Tot i encomiables intents com Browns i Tilley (128) a mitjans dels anys setanta, o Catania i Ferrari (129) més recentment

força significatives, i que les pulsacions de pressió a l'aspiració poden contribuir de manera important en el soroll generat.

Però és a la University of Bath on realment es va treballar amb l'objectiu d'establir una metodologia que pogués esdevenir una norma tècnica internacional, basant-se en la aplicació de la teoria de propagació d'ones planes. Un dels treballs inicials d'aquest grup va ser el de Edge i Tilley (46). Bowns et al. (47) profunditzen en el concepte de la bomba com una font de cabal i una impedància en paral·lel, que descarrega a través de la impedància corresponent al circuit associat. Mitjançant un tractament de la propagació d'ones amb números complexos, s'arriba a la conclusió que la pulsació de pressió a la sortida de la bomba es deu a la interacció de la pulsació de cabal de la bomba amb la impedància tant de la bomba com la dels sistema associat. En cas de descàrrega a un sistema d'impedància infinita, la pulsació de pressió a la sortida de la bomba rep el nom de *pressió de bloqueig acústic*, sent el seu valor  $Q_s Z_s^{xxxiii}$ . Aquest paràmetre és agafat en els inicis com a referent de la capacitat polsant intrínseca de la bomba, sent el seu càlcul a partir de la pulsació de pressió molt més senzill que la pulsació de cabal  $Q_s$ .

Ara bé, la dificultat d'establir una impedància externa de la bomba suficientment gran, la influència de la compressibilitat del fluid i del tub de sortida, així com la dispersió de resultats en assaigs de bombes semblants, encoratjaren als investigadors a separar les pulsacions de cabal de la bomba  $Q_s$  de la impedància interna  $Z_s$ . Aquesta cerca no només era aplicable a la impulsió de la bomba, com es demostra en les investigacions de Edge i Freitas (48), qui apliquen la teoria esmentada al estudi de les pulsacions a l'aspiració de diversos tipus de bombes. Edge i Tilley (46) realitzen un estudi analític molt acurat on mostren el camí experimental a seguir per a tractar la pulsació de cabal i impedància de la bomba de manera separada, i a on es mostren les característiques de les pulsacions típiques de bombes de pistons i engranatges. Els resultats experimentals els aconsegueixen amb el "*mètode del trombó hidràulic*" descrit per Bowns et al. (47), on per avaluar la impedància de la bomba a una freqüència determinada es modifica la longitud del tub d'impulsió. Entre les conclusions destaca el comportament capacitiu a baixes freqüències de la impedància d'una BE degut a la compressibilitat del volum intern, fenomen també manifestat en el Capítol 5 d'aquesta Tesi.

Edge i Johnston, (49) i (50), mostren definitivament el camí escollit pels estudiosos de Bath per avaluar experimentalment i per separat la impedància de la bomba i les pulsacions de cabal, utilitzant per primera vegada un generador secundari (SS<sup>xxxiv</sup>) col·locat a la fi del tub d'impulsió. Al incidir les ones generades per aquest en la bomba assajada, aquesta pot ésser considerada com impedància del extrem, i per tant, es pot determinar la seva impedància desacoblada de la pulsació de cabal. A més, el mètode descrit permet conèixer la velocitat de propagació de les ones, o el que és el mateix, el mòdul de compressibilitat del fluid. En el primer treball exposen el circuit d'assaig, la col·locació òptima dels transductors de pressió,

---

<sup>xxxiii</sup>  $Q_s$  Pulsació de cabal i  $Z_s$  impedància interna de la bomba

<sup>xxxiv</sup> SS: "Secondary Source"

la instrumentació necessària, l'adquisició i el tractament de les dades, així com els algorismes utilitzats desenvolupats en la Tesi Doctoral de Johnston (51). En el segon article, mostren certs resultats típics fruit de nombroses proves de diferents tipus de bombes de distintes mides. Es constata que com a generador secundari es pot utilitzar tant una vàlvula rotativa com una bomba de pistons (l'ample del espectre d'harmònics generats en tots dos casos és suficient). Sobre les BE es destaquen que solen sorgir ressonàncies a altes freqüències degut a la vibració mecànica de les plaques laterals o els mateixos engranatges<sup>xxxv</sup>, i que la impedància no es veu afectada pràcticament per la disposició de les ranures de la placa lateral. Així mateix, les pulsacions de cabal en BE es corresponen amb força exactitud amb les teòriques, sent les diferències degudes a les pròpies toleràncies de fabricació de la unitat.

Aquests estudis culminaren en la redacció de la norma ISO 10767-1:1996 (12), transposada a normativa nacional només en el Regne Unit amb la corresponent British Standard (52). Degut a la complexitat del assaig<sup>xxxvi</sup>, aquesta metodologia no es va industrialitzar com hagués estat desitjable, i pocs fabricats incorporaven resultats segons aquest assaig en la documentació dels seus productes. Per pal·liar-ho, es va oferir una alternativa pocs anys després amb la ISO 10767-2:1999, on el potencial generador de soroll de la bomba es basava en la mitja RMS del espectre de pressions de la bomba en un circuit predeterminat. O sigui, novament un paràmetre no només depenent de la bomba assajada.

Per aquesta raó Weddfelt (53) i Kojima, (54) i (55), proposen un nou mètode (2P2S<sup>xxxvii</sup>) que permet determinar les pulsacions de cabal i la impedància de la bomba únicament amb la pulsació de pressió generada per la bomba, variant la impedància de sortida. La norma ISO 10767-1:2015 (9), que va substituir la versió del any 1996 està basada amb aquests treballs, i tot i que la metodologia és molt més senzilla que l'anterior, sembla que el món industrial és força reticent a mostrar espectres de la pulsació de cabal a la documentació tècnica dels seus productes. Bramley i el propi Johnston (56) fan una defensa aferrissada del mètode SS per argumentat que s'hauria d'haver mantingut com norma tècnica per avaluar la pulsació de cabal de BDVP. Argumenten que, tot i que els resultats són similars, l'antic mètode permet una repetibilitat i precisió superiors, un rang de freqüències més ampli i que en el mètode 2P2S només es permet el càlcul de la impedància de la bomba a freqüències múltiples de la freqüència de bombeig de la bomba. Com a contraposició, el mètode SS té l'inconvenient de la interacció a certes freqüències dels harmònics de la bomba assajada amb els de la font secundària. Finalment proposen la millora de mètode 2P2S amb la incorporació d'un tercer sensor, proposta per cert que ja contempla la norma del 1996 a fi i efecte de calcular la velocitat de propagació de l'ona i el mòdul de compressibilitat.

Respecte a la cerca de les pulsacions de cabal amb càlculs numèrics, les actuals simulacions CFD aconseguixen resultats semblants als experimentals, sempre que la geometria de la bomba siguin

---

<sup>xxxv</sup> Els resultats del Capítol 5 d'aquesta Tesi fan dubtar d'aquesta afirmació de manera genèrica

<sup>xxxvi</sup> La necessitat de generar harmònics a altes freqüències mitjançant una font secundària allunyats dels de bombeig de la bomba assajada i els algorismes de càlcul matemàtic amb nombre complexos justifiquen aquesta complexitat. La pròpia Universitat de Bath comercialitza el software FBN2 "Fluid Borne Noise" (16) per a facilitar aquesta tasca.

<sup>xxxvii</sup> 2P2S: "Two Points, Two Systems"

perfectament conegudes. Com exemple de treball aplicat a les BE, on s'aprofundeix tant en l'estudi analític de la pulsació de cabal i com en el concepte d'impedància de la bomba, és el de Zhao i Vacca (57), excel·lent treball teòric però allunyat del basant experimental que es vol cercar en la nostra investigació.

La metodologia utilitzada en aquesta Tesi es la mostrada a la norma ISO 10767:1996 degut a que els treballs van ser iniciats amb anterioritat al 2015. De tota manera, s'han corroborat els resultats realitzant l'assaig posteriorment amb el mètode 2P2S, mostrant els resultats en l'Annex C.

## **2.7 Estat del art sobre la mesura del moviment de les plaques laterals**

Tal i com ja s'ha comentat, conèixer el moviment de les plaques laterals de la bomba en funció de les condicions operatives ha de permetre explicar l'evolució de la seva parametrització. L'estudi de pel·lícules d'oli en règim de lubricació hidrodinàmica en BDVP va tenir com a un dels centres pioners la Universitat de Birmingham. Els treballs de Hooke et al. (58) i Kakoullis (59) (60) en són bon exemple, col·locant un transductor de pressió i un de desplaçament en geometries tant complicades dins d'una bomba de pistons com el plat de distribució o el coixí hidrostàtic d'un pistó respectivament. Per mesurar la pel·lícula d'oli s'utilitza un sensor capacitiu d'uns 3 mm de diàmetre, amb espessors entre 1 i 50  $\mu\text{m}$ , i un temps de mostreig del ordre de 50 ms. Un dels problemes d'aquesta tècnica, que presenta una bona linealitat en el rang de mesura pel qual està destinat, és que es mantingui la constant dielèctrica del medi, fet que no succeeix quan una bomba cavitata o quan l'oli té aire dissolt.

Fielding et al. (61) utilitzen aquests tipus de sensors per primera vegada en BE per validar la hipòtesis realitzada en aquells primers càlculs per elements finits de principis dels anys vuitanta, de que la folgança entre engranatge i placa lateral flotant es mantenia constant. La col·locació dels sensor dins de la placa lateral manifesta que aquesta té una dinàmica a tenir en compte, limitant-se la mesura a un sol punt del perímetre de rotació. Es conclou que la folgança entre engranatge i placa depèn més de la pressió que de la velocitat de gir, i que aquest espessor disminueix fins arribar a 50 bar, per augmentar lleugerament a partir d'aquesta pressió. Aquest comportament estrany és justificat per la inclinació de la placa lateral a partir d'aquesta pressió, disminuint l'espessor de la pel·lícula a la zona d'aspiració i augmentant a la zona d'impulsió. Aquest efecte conjunt de desplaçament i inclinació també es descriu en aquesta Tesi i en l'article relacionat amb el Capítol 7 de Torrent et al. (2), però disminuint la pressió a la zona de pressió. Borghi i Zardin (62) justifiquen aquest comportament pels dissenys de la placa lateral, que comporta compensació diferent del joc axial. Fielding també s'observa que no hi ha variació de l'espessor a la freqüència de bombeig, però sí que la freqüència de rotació del eix es veu representada. La no presència de la freqüència de bombeig en el moviment de la placa també succeeix amb els coixinets hidrodinàmics del eix, tal com explica Gutès (4).

Hooke i Koç (63) repeteixen els experiments anteriors en BE de múltiples configuracions, però col·locant aquesta vegada el transductor capacitiu en una dent del engranatge. Això fa que puguin observar



con canvia l'espessor de la pel·lícula d'oli en tot el perímetre de rotació, i per tant, poden conèixer el desalineament existent entre la cara del engranatge i la placa lateral. Koç (64) realitza la seva Tesi Doctoral sobre aquests estudis, modelitzant el comportament de les plaques numèricament a partir de les equacions de Reynolds en coordenades polars, tenint continuïtat les seves investigacions en treballs com (65) i (66). Seguint aquesta tècnica, i utilitzant el mateix model numèric adimensional, Ng et al. (67) analitzen el cas de les BE amb plaques laterals flotants com les que ens ocupen en aquesta Tesi. Conclouen que en aquestes bombes el no paral·lelisme entre engranatge i placa no és tant pronunciat com en el cas de les bombes amb plaques laterals fixes, sent necessari uns espessors molt menors per aconseguir l'equilibri entre les forces hidrostàtiques i les hidrodinàmiques, tractant de manera particular la força exercida per la junta d'estanqueïtat posterior de la placa.

El pes de les investigacions en modelització de BE és portat actualment per l'equip de MAHA *Fluid Power Research Center*-Universitat de Purdue<sup>xxxviii</sup>, sota la direcció del Prof. A. Vacca. Tot i predominar en les seves investigacions la basant numèrica, s'han realitzat validacions experimentals dels resultats de nombroses investigacions. En el treball de Dhar, Vacca i Letini (68) es mostra la instal·lació de diversos transductors capacitius a la tapa de tancament d'una bomba, on a part de monitoritzar el moviment de la placa lateral, també permet analitzar la seva deformació, sobretot el cas de bombes on els coixinets hidrodinàmics no van instal·lats en les plaques, sent aquestes plaquetes molt més estretes i per tant, molt més susceptibles a deformar-se (Figura 2-8, bomba tipus b). Aquest és el cas de la recerca de Dhar i Vacca (69), on s'integra en la modelització de la dinàmica del espai entre placa i engranatge la deformació termoelàstica d'aquesta, no considerant-se com un sòlid-rígid, utilitzant-se sensors comercials<sup>xxxix</sup> amb un diàmetre de 1.5 mm, rang de mesura de 50 µm i precisió de 0.5 µm per la validació dels resultats. Com es pot apreciar a la Figura 2-9, únicament es monitoritza el moviment de la placa, no podent-se calcular directament l'espessor entre la placa i l'engranatge si no es disposa del moviment d'aquest darrer. No s'entén com no s'utilitza un sensor addicional per a mesurar la posició del eix-engranatge, i disposar d'una informació completa, tal i com s'ha realitzat en aquesta Tesi. Aquesta limitació els obliga a determinar l'espessor placa-engranatge experimental de manera indirecta a partir de les dades de la simulació numèrica. El desplaçament conjunt dels engranatges i plaques en el moment de la posta en marxa i la necessitat d'una metodologia de posta a zero són problemàtiques comunes amb l'experimentació duta a terme en el Capítol 6 d'aquesta Tesi, mentre que els ordres de magnitud de les mesures són similars.

---

<sup>xxxviii</sup> <https://engineering.purdue.edu/Maha/> <https://engineering.purdue.edu/Maha/publications>

<sup>xxxix</sup> <https://mtiinstruments.com/products/non-contact-measurement/capacitance-sensors/>

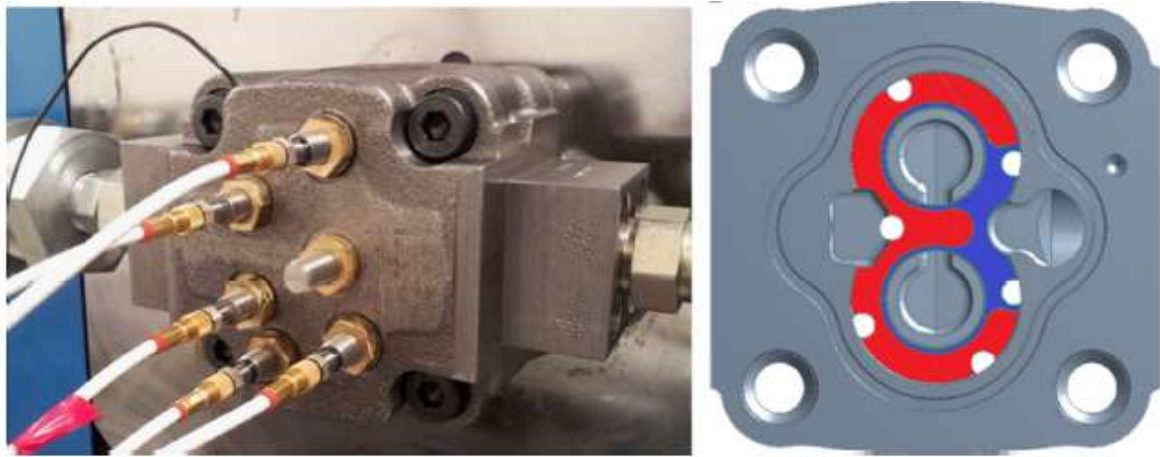


Figura 2-9: Estudi experimental de la moviment de la placa amb sensors capacitius

Font: Dhar i Vacca (69)

En l'àmbit d'altres tipus de bombes es poden trobar tècniques de mesures basades amb micro-sensors comercials<sup>xl</sup>, con els utilitzats per Wang H. i Shi (70) o Wang D et al. (71) per la mesura de les folgances en els coixins dels pistons o entre el bloc de pistons i la placa distribuïdora en bombes de pistons. Bergadà J.M. et al. (72), utilitzant la mateixa tipologia de sensors, estudien el mode de vibració del barrilet de pistons apareixent dues freqüències principals, una relacionada amb la de bombeig i una altra molt més elevada relacionada amb el contacte metall-metall entre el barrilet de pistons i el plat de distribució.

La tècnica innovadora proposa per primera vegada per Gutès (4) de realitzar mesures mitjançant micròmetres làser de la pel·lícula hidrodinàmica en els coixinets de manera indirecta, a partir de la posició del eix i de la placa lateral, serà utilitzada en aquesta Tesi. Els resultats d'aquella investigació, realitzada amb una bomba idèntica a la que ens ocupa, mostren el comportament aleatori de la lubricació a pressions baixes, la baixa capacitat de sustentació del eix per sota de les 1000 rpm i el posicionament de la placa en posicions impredecibles, fet que fa necessari determinar la seva posició tant vertical com horitzontal per conèixer les folgances entre l'eix i els coixinets. A Castilla et al. (73) es pot trobar un resum d'aquest treball tant experimental com numèric.

## 2.8 Estat del art sobre la modelització del moviment de les plaques laterals

Carra i Bonacini (74), en un treball força pioner que va ésser realitzat amb la col·laboració de Marzocchi Pompe SpA, fabricant del tipus de bombes que estem tractant, desenvoluparen un mètode numèric per diferències finites per trobar la distribució de pressions entre la placa lateral i l'engranatge, obtenint les forces adimensionals i els punts d'aplicació d'aquestes. Una de les hipòtesis realitzades era que la inclinació de la placa lateral únicament es produeix amb un eix perpendicular als eixos dels dos engranatges, i que passa pel centre geomètric de la placa lateral, hipòtesis que també serà assumida.

<sup>xl</sup> <https://www.micro-epsilon.co.uk/displacement-position-sensors/eddy-current-sensor/>

De la investigació de Houzeaux i Codina R. (75), realitzada amb la mateixa bomba utilitzada en aquesta Tesi, en podem destacar més la tècnica de simulació que no pas els resultats que se'n puguin treure, degut a la manca de validació experimental i les simplificacions realitzades en les hipòtesis inicials. Treballs similars al anterior més actualitzats i sobretot, portats a terme per investigadors més específics del camp de l'oleohidràulica, són els de Borgui et al., (62) i (76), Fronsina (77), Martínez (78) i Zechi et al. (79), on una vegada introduïda la geometria de la bomba, es construeix un model CFD tridimensional, mitjançant un software propi o comercial (PumpLinx® o OpenFOAM®).

Per tant, els treballs de simulació en aquesta camp són quantiosos, sent inèdita l'aplicació d'un diagrama de BG. De Las Heras i Codina E. (80) descriuen de manera breu però molt didàctica la utilització d'aquesta tècnica en diferents casos relacionats amb l'oleohidràulica. Un dels pocs treballs que es pot citar és el de Gàmez i Codina E., (81) i (82), on s'aplica un BG per modelar una bomba d'engranatges trocoidals, constituint una representació ideal del flux instantani en el primer treball i incloent-hi les fuites en el segon. En tot cas, no es tracta la lubricació interna de la unitat tal i com es té la intenció de fer-ho en aquesta Tesi.

Bryant i Lee (83) utilitza la tècnica dels diagrames de BG per crear un model de paràmetres concentrats per simular els transitoris de coixinets hidrodinàmics radials (*journal bearing*) i axials (*thrust bearing*), ambdós casos amb solució analítica. Tot i l'originalitat de plantejament, no es tracta una geometria tant complexa com la que ens ocupa.

Respecte als treballs del MAHA *Fluid Power Research Center*, com ja s'ha comentat referència en aquests moments en investigació en BE, destacar la integració en un sol software HYGESim<sup>xli</sup> de tots els fenòmens relacionats amb BE, incloent-hi el moviment de les plaques laterals. Un exemple de l'abast d'aquests treballs es pot apreciar en les investigacions de Thiagarajan i Vacca et al., (84) i (85), o Dhar i Vacca (69) i (86), on es tenen en compte fins i tot les condicions de lubricació mixta termoelastohidrodinàmica (TEHD) en aquesta zona, i per tant, es considera la rugositat superficial i les interaccions tèrmiques.

## 2.9 Estat del art sobre el funcionament d'una BE en condicions reals

El Capítol 8 d'aquesta Tesi és el que presenta l'aspecte més innovador d'aquesta investigació, on no hi ha cap treball anterior que hagi pogut servir de referència, almenys en la totalitat del seu abast. Aquesta afirmació es realitza tenint en compte que s'han realitzat seqüencialment la parametritzar la bomba a partir

---

<sup>xli</sup> HYGESim (*HYdraulicGEarmachines Simulator*) incorpora diferents mòduls interrelacionats pel càlcul dels rendiments, soroll, desgast, pulsacions, etc.. [https://engineering.purdue.edu/Maha\\_AVteam/OLD/Pump\\_Research.html](https://engineering.purdue.edu/Maha_AVteam/OLD/Pump_Research.html)

de resultats experimentals, la creació d'un model de BG a partir dels paràmetres anteriors i la validació en condicions reals del model creat.

Els antecedents de la primera tasca ja han estat exposats amb anterioritat. Respecte la segona, el cas més semblant és el citat anteriorment de Gàmez i Codina, (81) i (82), no tractant-se en tot cas d'una BE, ni havent-se validat la simulació més enllà del laboratori. En la destacada revisió de models numèrics de bombes d'engranatges de qualsevol mena, Rundo (87) únicament cita aquest treball com exemple de utilització de BG. En la modelització portada a terme per Mkadara et al. (88) utilitzen aquesta metodologia per a definir el comportament d'una bomba de pistons axials, però sense realitzar una parametrització experimental i centrant-se principalment en la resposta del sistema de control d'aquest tipus de màquines.

En un model com el presentat en aquesta Tesi es tracta la bomba com una caixa negra amb la màxima precisió al ser definits els seus paràmetres experimentalment. O sigui, qualsevol bomba pot modelar-se realitzant les mateixes proves experimentals, les qual, estan totalment normalitzades. Altres models de bomba entren en el detall intern de la unitat, com per exemple Zardin et al. (89), fent una explicació anàloga a la d'aquesta Tesi sobre la naturalesa de les pèrdues.

La utilització d'una parametrització semblant a la utilitzada pot trobar-se en algun software comercial, com per exemple el creat per la Universitat de Bath el 1975, amb la participació del Ministeri de Defensa del Regne Unit, Bathfp<sup>xlii</sup>. Aquest paquet, després d'èsser adquirit per importants empreses de software, ha acabat en mans de SIEMENS dins de Simcenter Amesim<sup>xliii</sup>. Un exemple de la seva utilització pràctica es pot apreciar en la Tesi Doctoral de Ricco (90), on s'estudia el consum d'energia en una màquina de moviment de terres en diferents cicles de treball, validant-se experimentalment i proposant una arquitectura hidràulica que permet una reducció del consum de la màquina d'un 11%.

Finalment, simulacions del comportament integral d'una màquina oleohidràulica amb BG i validacions experimentals s'han dut a terme en diversos treballs, però sense integrar un model detallat de bomba. Un exemple el trobem a Lee i Chang (91), amb una màquina excavadora, on s'argumenta que l'estructura complexa de la màquina fa adequat la utilització de mètodes gràfics d'unió de components, com diagrames de BG i de blocs. Així mateix, es procedeix a parametritzar els components del model mitjançant proves experimentals, però sense que aquest sigui el cas de la bomba. Un altre treball sobre maquinària de construcció és el de Romero et al. (92) portat a terme a la Universitat Politècnica de Madrid, on la bomba es caracteritza de manera simplificada. Aquesta mancança obre la porta a implantar models de bomba com el del Capítol 8 en models de màquines completes, sent aquesta la màgia del BG, la possibilitat d'anar afegint submòduls successivament, com per exemple dels fenòmens que permeten justificar les diferències entre el comportament ideal i el comportament real.

---

<sup>xlii</sup> <https://www.bath.ac.uk/case-studies/centre-for-power-transmission-motion-control-software/>

<sup>xliii</sup> <https://www.plm.automation.siemens.com/global/en/products/simcenter/simcenter-amesim.html>

## 2.10 Discussió

Quan es va començar aquesta Tesi, la bibliografia es seleccionava de manera molta acurada. Generalment es partia de referències de treballs bàsics que sovint arribaven per correu postal. D'aquesta manera l'autor va ficar-se en contacte amb Koç per demanar-li una còpia de la seva Tesi Doctoral. També s'aprofitava una estada a la Universitat de Bath per fer cerques a la biblioteca de les British Standard més interessants. Es tenia molt clar la feina dels pioners, Wilson, Toet, Schlöesser, Edge, Hooke i Koç principalment. Actualment és molt fàcil trobar articles d'autors de referència actuals amb revistes d'accés obert, i administrar una quantitat considerable de referències amb eines com el Mendeley<sup>xliv</sup>. El que es vol puntualitzar és la dificultat actual de separar el "gra de la palla". Certament hi han treballs molt destacables com els de la Universitat de Purdue capitanejats per Vacca, però, sobretot en l'àmbit de la simulació computacional, hi han moltes investigacions redundants sense una base experimental que validi les hipòtesis realitzades.

En la Taula 2-3 es pot observar una evolució cronològica de les investigacions de aspectes destacables en BE, classificades pels autors principals i per la temàtica tractada. La industrialització de les millores que aporta la investigació bàsica ja es coneix que té la seva inèrcia, i òbviament que les feines computacionals que es fan actualment milloraran les prestacions i la fiabilitat de les BE en el futur. Però també és cert que les bombes d'engranatges tenen unes prestacions similars des de fa força temps, i això no és per casualitat. La feina dels pioners va tenir el seu efecte, i les millores de les prestacions en màquines hidrostàtiques són més atribuïbles a la millora dels processos de fabricació (toleràncies, acabats superficials, materials utilitzats i el seu tractament) que no pas als avenços científics sobre els fenòmens fluidodinàmics del seu interior.

Evidentment això no significa que no es dediquin esforços considerables en investigació bàsica i evolució tecnològica, generalment com a resposta a la necessitat de certes condicions socials que les afavoreixen. En el cas concret de les BE, actualment un dels principals motors d'innovació és la reducció de la contaminació acústica, fet que està engenant una sèrie de canvis conceptuals com les BE de perfils no evolvents i helicoidals.

Finalment esmentar les poques referències sobre la construcció d'un model de bomba per a ser introduït en la simulació d'una màquina real, i la absència de la seva validació experimental. Dient-ho d'una altra manera, sembla que no s'hagi pensat que la realitat pot diferir del que es té assumit, quan el dia a dia ens ho confirma. A ben segur que els principals fabricants de bombes valoren l'experimentació de camp i disposen d'aquestes dades per a l'optimització del disseny de les seves unitats, el que no significa que aquesta informació estigui disponible en els articles acadèmics que es puguin citar en una bibliografia.

---

<sup>xliv</sup> <https://www.mendeley.com/search/>

ZHAO (2019)	●				●		●						
ZARDIN (2019)	●	●										●	
THIAGARAJAN (2017)	●		●	●					●	●			
DHAR (2014)									●	●			
DEL CAMPO (2012)*	●						●	●					
GUTÈS (2008)*									●	●			
GÀMEZ (2007)*	●	●					●	●					
KUJIMA (1992)							●						
JOHNSTON (1989)					●	●							
CARRA (1988)										●			
DOREY (1988)			●								●		●
MANCÓ (1986)	●				●	●	●						
KOÇ (1983)								●	●				
FOSTER (1983)	●				●	●	●						
TOET (1979)		●	●										
CHIDANAND (1973)	●				●								
SCHLOESSER (1963)		●	●								●		
HENKE (1955)		●	●								●		
WILSON (1946)		●	●								●		●
MEDAH (1939)	●				●								
<b>TIPUS D' ESTUDI</b>	ANALÍTIC	ANALÍTIC	EXPERIMENTAL	SIMULACIÓ	ANALÍTIC	EXPERIMENTAL	SIMULACIÓ	EXPERIMENTAL	SIMULACIÓ	PARAMETRITZACIÓ	SIMULACIÓ	VALIDACIÓ	
<b>FENÒMEN</b>	A) BOMBEG		B) PÈRDUES			C) COMP. POLSANT		D) MOVIMENT PLAQUES	E) MOVIMENT PLAQUES		F) MODEL BOMBA		

Taula 2-3: Aportacions de diferents autors ordenades cronològicament

(\* Tesis Doctorals LABSON-CATmech)

### 3 Estudi geomètric d'una BE

#### 3.1 Introducció

Les expressions que defineixen el funcionament d'una BDVP venen determinades pel seu principi de funcionament, o sigui, l'existència d'un paràmetre denominat *desplaçament volumètric* definit com el volum transportat per la bomba en una volta del seu eix. El cabal ideal ve determinat per

$$Q_i = D\omega \quad (\text{eq. 3.1})$$

sent  $\omega$  és la velocitat angular (rad/s),  $D$  el desplaçament volumètric ( $\text{m}^3/\text{rad}$ )<sup>xlv</sup> i  $Q_i$  el *cabal mig teòric o ideal* ( $\text{m}^3/\text{s}$ ). Al tenir la bomba fuites des de la impulsió a la aspiració, es defineix el *cabal mig real* com

$$Q = \eta_v Q_i = \eta_v D\omega \quad (\text{eq. 3.2})$$

sent  $\eta_v$  és el *rendiment volumètric*.

La potència mecànica (W) aplicada a la bomba ve determinada per

$$N_m = T\omega \quad (\text{eq. 3.3})$$

sent  $T$  el parell aplicat al seu eix (Nm)

La potència hidràulica (W) que es transmet al fluid ve determinada per

$$N_h = \Delta P Q \quad (\text{eq. 3.4})$$

sent  $\Delta P$  l'increment de pressió des de l'aspiració a la impulsió (Pa). Definint  $\eta_B$  com el rendiment total de la bomba, es pot afirmar que

$$N_h = \eta_B N_m \quad (\text{eq. 3.5})$$

$$\Delta P Q = \eta_B T\omega \quad (\text{eq. 3.6})$$

substituint el cabal per l'expressió 3.2,

$$\Delta P \eta_v D\omega = \eta_B T\omega \quad (\text{eq. 3.7})$$

Per tant, el parell necessari per fer augmentar la pressió  $\Delta P$  en una bomba de desplaçament  $D$  és

$$T = \frac{\Delta P D \eta_v}{\eta_B} = \frac{\Delta P D}{\eta_m} \quad (\text{eq. 3.8})$$

sent  $\eta_m$  el *rendiment mecànic* de la bomba. El rendiment total i el parell ideal venen determinats com

$$\eta_B = \eta_v \eta_m \quad (\text{eq. 3.9})$$

$$T_i = \Delta P D \quad (\text{eq. 3.10})$$

<sup>xlv</sup> El desplaçament volumètric s'acostuma a expressar en unitats pràctiques ( $\text{cm}^3/\text{rev}$ ). Al utilitzar rpm amb la velocitat de gir, es calcula fàcilment el cabal. Utilitzar aquestes unitats en el desenvolupament teòric fa que s'arrosseguin factors de conversió que poder confondre el sentit físic. Per tant, es permet la llicència de treballar en  $\text{m}^3/\text{rad}$  i  $\text{rad}/\text{s}$ . En la ISO 4409 també es segueix el mateix criteri.

Mentre el rendiment volumètric avalua el cabal que és perd per fuites, el rendiment mecànic avalua el parell que és perd per fricció, i per tant, no s'utilitza per fer augmentar la pressió del fluid. En una màquina hidrostàtica ideal (rendiments igual a la unitat), el cabal és proporcional a la velocitat de gir (magnituds de flux proporcionals) i el parell es proporcional al increment de pressió (magnituds de esforç proporcionals). La constant de proporcionalitat és el desplaçament volumètric.

Tenint en compte que  $1 \text{ m}^3/\text{s}=60000 \text{ lpm}$ ,  $1 \text{ kW}=1000 \text{ W}$ ,  $1 \text{ bar} = 100000 \text{ Pa}$ ,  $1 \text{ rpm}=2\pi/60 \text{ rad/s}$  i que el desplaçament volumètric es dóna amb  $\text{cm}^3/\text{rev}$ ,

$$D(\text{cm}^3/\text{rev}) = D(\text{m}^3/\text{rad}) 2\pi 10^6 \quad (\text{eq. 3.11})$$

sent les expressions usuals en el càlcul de bombes amb unitats pràctiques les següents.

$$Q(\text{lpm}) = \frac{D(\text{cm}^3/\text{rev}) \eta_v n(\text{rpm})}{1000} \quad (\text{eq. 3.12})$$

$$M(\text{Nm}) = \frac{\Delta P(\text{bar}) D(\text{cm}^3/\text{rev})}{62.83 \eta_m} \quad (\text{eq. 3.13})$$

$$N_m(\text{kW}) = \frac{\Delta P(\text{bar}) D(\text{cm}^3/\text{rev}) n(\text{rpm})}{600000 \eta_B} \quad (\text{eq. 3.14})$$

$$\eta_v = \eta_v(D, \Delta P, n, \mu) \quad (\approx 0.88 \div 0.98) \quad (\text{eq. 3.15})$$

$$\eta_m = \eta_m(D, \Delta P, n, \mu) \quad (\approx 0.8 \div 0.9) \quad (\text{eq. 3.16})$$

$$\eta_B = \eta_B(D, \Delta P, n, \mu) \quad (\approx 0.7 \div 0.88) \quad (\text{eq. 3.17})$$

Els rendiments en una bomba real depenen de les condicions operatives i de la viscositat del fluid, sent aquesta dependència la que s'estudiarà en l'apartat 4 d'aquesta Tesi. Una observació a realitzar és que generalment una màquina hidrostàtica es considera de qualitat quan les seves fuites són mínimes, i per tant el rendiment volumètric elevat. Per aconseguir-ho, les folgances internes hauran de ser molt petites, i per tant, la fricció considerable, degut al parell necessari per a cisallar l'oli entre les petites folgances dels components mecànics en moviment. És impossible tenir una unitat amb un bon rendiment volumètric i un bon rendiment mecànic, ja que si les fuites són petites, la fricció és considerable, i viceversa. En general el rendiment total d'una bomba en bon estat del ordre de 0.8, o sigui, el 80% de la potència aplicada al eix és perd per fricció i fuites.

Tot seguit s'analitzarà com a partir de la morfologia d'una bomba BE és pot determinar el *desplaçament volumètric geomètric* i la *pulsació de cabal teòrica*.

### 3.2 Desplaçament geomètric

Les BE que ens ocupen tenen el dentat de perfil evolvent recte i el desplaçament volumètric constant, o sigui, la seva morfologia interna no canvia durant el seu funcionament. Les característiques de la unitat estudiada són les de la Taula 3-1, mostrant-se les dimensions bàsiques d'un dentat evolvent a la Figura 3-1.



L'obtenció del desplaçament volumètric geomètric es realitza mitjançant criteris energètics es a dir, el treball aplicat a cada eix es converteix en un increment de l'energia hidràulica del fluid.

$$E = \int Td\theta = \int pdV \tag{eq.3.18}$$

Es defineix com parell ideal el necessari per fer girar la bomba en absència de friccions. Aquest parell és produït únicament per la força d'arrossegar el dentat vencent diferència de pressió entre la impulsió i l'aspiració. Si ens fixem en Figura 3-2, i fent la hipòtesis que la pressió a l'aspiració és nul·la i la pressió a la impulsió és P, i que tots dos pinyons són iguals, el parell a aplicar al engranatge conductor per vèncer la pressió és

$$T_1 = b \int_{r_1}^{R_a} Prdr = \frac{Pb}{2} (R_a^2 - r_1^2) \tag{eq.3.19}$$

Aplicant-ho al engranatge conduït

$$T_2 = b \int_{r_2}^{R_a} Prdr = \frac{Pb}{2} (R_a^2 - r_2^2) \tag{eq.3.20}$$

on  $R_a$  és el radi de cap del engranatge,  $r_1$  i  $r_2$  les distàncies del centre del engranatge conductor i conduït respectivament al punt de contacte, sent  $b$  l'amplada del engranatge (veure Figura 2-8). Aquest parell resistent ve determinat per l'efecte de la pressió de treball sobre les dents que estan engranat, o sigui, entre  $r_1$  i el  $R_a$  (flanc A), ja que el parell produït sobre el flanc B està en equilibri amb el produït sobre el flanc C. El flanc A es troba a pressió d'impulsió degut a que la ranura de la placa lateral comunica aquesta zona amb la sortida de la bomba. En la Figura 3-2 es mostren totes les zones entre dents a on arriba el fressat perimetral, i per tant, estan a pressió d'impulsió (veure Figura 2-5), mentre que el gradient de pressió es produeix en la zona marcada de color taronja al inici del camí des de l'aspiració fins la impulsió.

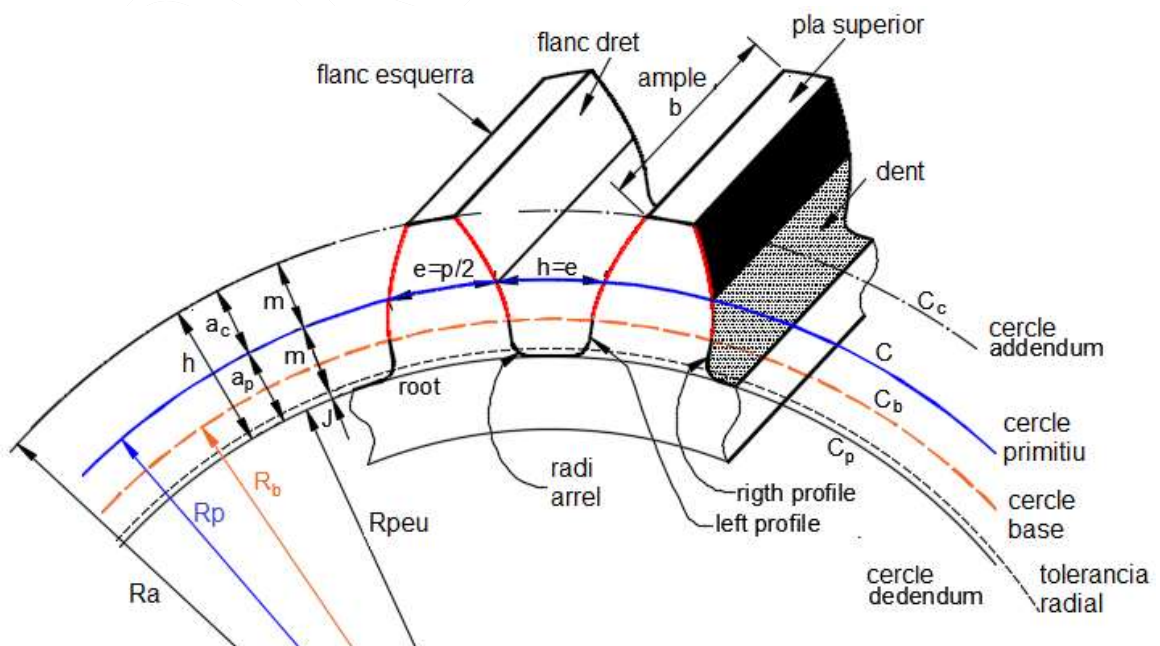


Figura 3-1: Paràmetres genèrics d'un dentat evolvent (no inclou desplaçament)

Número de dents	$z=12$	Joc de fons	$J=0.441$
Mòdul	$m=2.5$ mm	Mòdul de muntatge	$m_v=2.625$
Desplaçament del dentat	$X=0.288$	Radi polar	$R=2.625$ mm
Angle de pressió	$\alpha_0=20^\circ$	Allargament de les dents	$K=0.191$
Distància de muntatge	$\Delta_v=31.5$ mm	Coefficient de recobriment	$\tau=1.42$
Ample del dent	$b=24,75$ mm	Angle de pressió de muntatge	$\alpha_v=26.5^\circ$
Diàmetre primitiu	$D_p=30$ mm	Joc lateral en circumferència polar	$\xi=0.23$
Radi primitiu	$R_p=15$ mm	Espessor de la dent en radi base	$e_b=4.60$ mm
Radi de cap	$R_a=18.7$ mm	Espessor de la dent en radi primitiu	$e_p=4.45$ mm
Radi de peu	$R_{peu}=12.12$ mm	Espessor de la dent en radi polar	$e=4$ mm
Radi base	$R_b=14.095$ mm	Espessor de la dent en radi de cap	$e_c=0.32$ mm
Radi d'apuntament	$R_L=37.76$ mm	Alçada de les dents	$h=6.58$ mm
Angle de cap	$\alpha_c=41.08^\circ$	Longitud línia engranat	$L_{eng}=15.469$ mm
Angle d'apuntament	$\alpha_l=41.71^\circ$	Diàmetre del eix	$D_e=20$ mm

Taula 3-1: Característiques de les rodes dentades de la bomba de referència

Si ens fixem a la Figura 3-3, on  $a$  és la distància entre el punt d'engranat P i el punt de contacte C, poden deduir aplicant trigonometria

$$(O_1C)^2 = (O_1N)^2 + (NC)^2 = (O_1P - PN)^2 + (NC)^2 \quad (\text{eq. 3.21})$$

Tenint en compte que

$$O_1C = r_1 \quad (\text{eq. 3.22})$$

$$O_1P = R_p \quad (\text{eq. 3.23})$$

$$PN = a \sin \alpha_0 \quad (\text{eq. 3.24})$$

$$NC = a \cos \alpha_0 \quad (\text{eq. 3.25})$$

sent  $R_p$  el radi primitiu del engranatge i  $\alpha_0$  l'angle de pressió. L'Equació 3.20 queda com

$$r_1^2 = (R_p - a \sin \alpha_0)^2 + a^2 \cos^2 \alpha_0 \quad (\text{eq. 3.26})$$

la quan pot ser transformada en

$$r_1^2 = R_p^2 + a^2 \sin^2 \alpha_0 - 2R_p a \sin \alpha_0 + a^2 \cos^2 \alpha_0 \quad (\text{eq. 3.27})$$

Per tant

$$r_1^2 = R_p^2 + a^2 - 2R_p a \sin \alpha_0 \quad (\text{eq. 3.28})$$

De la mateixa manera es pot deduir la distància del punt de contacte al centre del engranatge conduït en funció d'  $a$ , sent aquesta,

$$r_2^2 = R_p^2 + a^2 + 2R_p a \sin \alpha_0 \quad (\text{eq. 3.29})$$

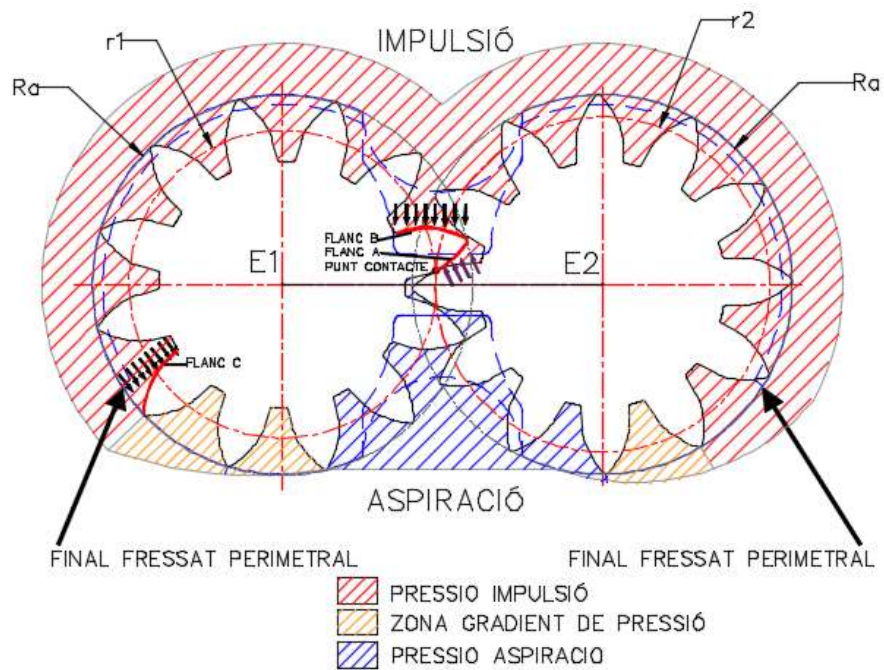


Figura 3-2: Equilibri de forces en una BE

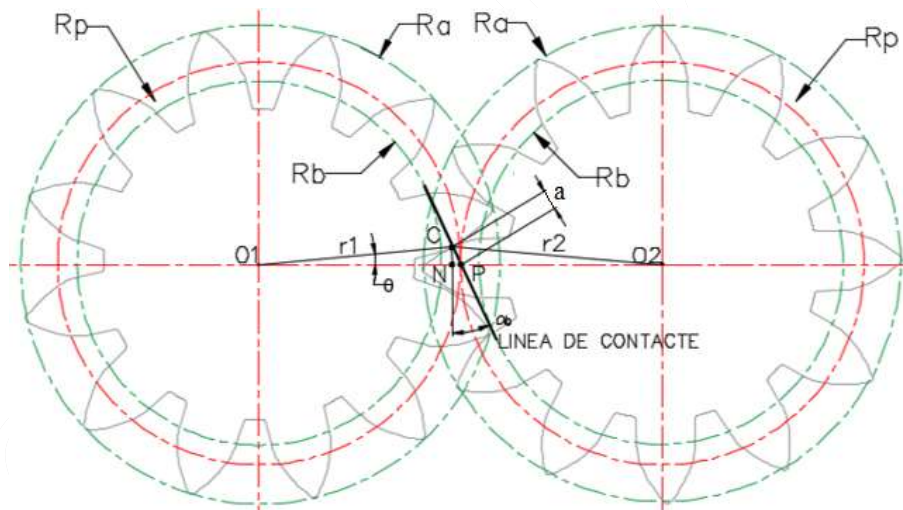


Figura 3-3: Variables dimensionals d'un engranatge amb perfil evolvent

Substituint els valors  $r_1^2$  y  $r_2^2$  de les Equacions 3.26 i 3.27 a les Equacions 3.17 i 3.18

$$T_1 = \frac{Pb}{2} (R_a^2 - R_p^2 - a^2 + 2R_p a \sin \alpha_0) \quad (\text{eq. 3.30})$$

$$T_2 = \frac{Pb}{2} (R_a^2 - R_p^2 - a^2 - 2R_p a \sin \alpha_0) \quad (\text{eq. 3.31})$$

Tal com ja s'ha esmentat, es considera que en un cas ideal el treball aplicat a cada eix es converteix en un increment de l'energia hidràulica del fluid. Per tant, si els engranatges giren  $d\theta$ , aquest equilibri s'expressarà com

$$T_1 d\theta + T_2 d\theta = PdV \quad (\text{eq. 3.32})$$

on  $dV$  és el volum impulsat al girar un angle  $d\theta$

De l'expressió anterior es dedueix

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{1}{P}(T_1 + T_2) \quad (\text{eq. 3.33})$$

a on es poden introduir les Equacions 3.29 i 3.30, quedant

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{1}{P} \left[ \frac{Pb}{2} (R_a^2 - R_p^2 - a^2 + 2R_p a \sin \alpha_0) + \frac{Pb}{2} (R_a^2 - R_p^2 - a^2 - 2R_p a \sin \alpha_0) \right] \quad (\text{eq. 3.34})$$

$$\frac{dV}{d\theta} = b(R_a^2 - R_p^2 - a^2) \quad (\text{eq. 3.35})$$

Sent la línia de contacte tangent a les dues circumferències base dels engranatges conductor i el conduït;

$$a = R_b \theta \quad (\text{eq. 3.36})$$

$$\frac{dV}{d\theta} = b(R_a^2 - R_p^2 - R_b^2 \theta^2) \quad (\text{eq. 3.37})$$

L'angle engranat per un parell de dents va de  $-\pi/z$  a  $\pi/z$ , sent  $z$  el número de dents de cada engranatge. Per tant el volum desplaçat per cada parell de dents és

$$V_g = \int_{-\pi/z}^{\pi/z} dV = \int_{-\pi/z}^{\pi/z} b(R_a^2 - R_p^2 - R_b^2 \theta^2) d\theta = b \left( R_a^2 \theta - R_p^2 \theta - \frac{R_b^2 \theta^3}{3} \right) \Big|_{-\pi/z}^{\pi/z} \quad (\text{eq. 3.38})$$

$$V_g = \frac{2b\pi}{z} \left( R_a^2 - R_p^2 - \frac{R_b^2 \pi^2}{3z^2} \right) \quad (\text{eq. 3.39})$$

sent el desplaçament volumètric geomètric  $z$  vegades el valor anterior,

$$D_g = zV_g = 2b\pi \left( R_a^2 - R_p^2 - \frac{4\pi^2 R_b^2}{12z^2} \right) \quad (\text{eq. 3.40})$$

Definint el pas en el diàmetre base com

$$t_n = \frac{2\pi R_b}{z} \quad (\text{eq. 3.41})$$

queda

$$D_g = 2b\pi \left( R_a^2 - R_p^2 - \frac{t_n^2}{12} \right) \quad (\text{eq. 3.42})$$

En el cas de engranatges de perfil evolvent sense desplaçament, es compleix que

$$R_p = \frac{zm}{2} \quad R_a = R_p + m = \frac{zm}{2} + m \quad t_n = \pi m \cos \alpha_0 \quad (\text{eq. 3.43})$$

Substituint a l'Equació 3.41, es treu la següent fórmula del desplaçament volumètric geomètric.

$$D_g = 2\pi b m^2 \left( z + 1 - \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha_0}{12} \right) \quad (\text{eq. 3.44})$$

Aquesta expressió és la utilitzada per Paul en la Taula 2-1, on el  $10^6$  permet obtenir el resultat en lpm introduint les dimensions en mm. Tenint en compte una amplada de  $b=24.75$  mm,  $z=12$ ,  $m=2.5$  mm i  $\alpha_0=20^\circ$ , el valor per la bomba de referència és de  $D_g=11923$  mm<sup>3</sup>/rev= $11.923$  cm<sup>3</sup>/rev. El cabal mig a 1500 rpm és de  $Q_m=17.88$  lpm, calculat segons l'Equació 3.1, considerant el valor del desplaçament volumètric obtingut de amb l'Equació 3.44..

La dada subministrada pel fabricant, i verificada en l'Apartat 4 d'aquesta Tesi és de  $D=14.7 \text{ cm}^3$ . La deducció duta a terme és anàloga a la realitzada per Paul et al. (23), no tenint en compte totes les peculiaritats del dentat de la Taula 3-1, havent-se considerat uns engranatges ideals on la distància entre centres és igual a la suma de radis primitius, quan en una bomba real hi ha diferències importants. Per exemple, en la Taula 2-1 es pot observar com que amb la formula de Foster et al. (25) que té en compte l'alçada de la dent, el cabal mig a 1500 rpm és de 21.5 lpm, corresponent a un desplaçament volumètric geomètric de  $14.3 \text{ cm}^3$ , molt més proper al experimental. Ara bé, les expressions per arribar-hi són força més complexes que les utilitzades en la nostra deducció, les quals ens seran molt útils per a deduir analíticament tot seguit altres paràmetres importants. Per tant, el càlcul del desplaçament volumètric a partir de la geometria de la bomba pot portar a discrepàncies importants respecte al documentat per part dels fabricants de bombes, totalment experimental. Aquest fet no només és degut per no disposar tota la informació necessària pel seu càlcul, sinó també per no considerar altres factors fluidodinàmics que el condicionen. En l'Apartat 4.4.1 es realitzarà una àmplia disquisició al respecte.

### 3.3 Índex d'irregularitat.

L'Equació 3.36 deduïda en l'apartat anterior ens relaciona el diferencial de volum impulsat al girar un diferencial d'angle

$$\frac{dV}{d\theta} = b(R_a^2 - R_p^2 - R_b^2\theta^2) \quad (\text{eq. 3.45})$$

El diferencial d'angle ve determinat per

$$d\theta = \omega dt \quad (\text{eq. 3.46})$$

on  $\omega$  és la velocitat angular de gir en rad/s. Substituint a l'Equació 3.44 es determina el cabal instantani

$$Q_{ins} = \frac{dV}{dt} = b\omega(R_a^2 - R_p^2 - R_b^2\theta^2) \quad (\text{eq. 3.47})$$

Es pot observar en aquesta expressió que els màxim i mínim valors del cabal instantani es produeixen quan  $\theta=0$  i  $\theta=\pm\pi/Z$  respectivament. O sigui, el cabal màxim es produeix quan el punt de contacte coincideix amb la línia entre centres, i el mínim al començament i al final del engranat del parell de dents. Es pot escriure

$$\left[\frac{dV}{dt}\right]_{\max} = \left[\frac{dV}{dt}\right]_{\theta=0} = b\omega(R_a^2 - R_p^2) \quad (\text{eq. 3.48})$$

$$\left[\frac{dV}{dt}\right]_{\min} = \left[\frac{dV}{dt}\right]_{\theta=\pm\frac{\pi}{Z_1}} = b\omega \left[ R_a^2 - R_p^2 - R_b^2 \left( \frac{\pi^2}{Z^2} \right) \right] \quad (\text{eq. 3.49})$$

sent el cabal mig ( $\omega$  en rad/s i  $D_g/2\pi$  el volum desplaçat per cada radiant)

$$\left(\frac{dV}{dt}\right)_{\text{mig}} = \omega \frac{D_g}{2\pi} \quad (\text{eq. 3.50})$$

L'índex *d'irregularitat* es defineix com la relació entre la diferencia de cabal màxim i mínim, i el cabal mig. Per tant

$$\sigma = \frac{\left(\frac{dQ}{dt}\right)_{\max} - \left(\frac{dQ}{dt}\right)_{\min}}{\left(\frac{dV}{dt}\right)_{\text{mig}}} = \frac{b\omega(R_a^2 - R_p^2) - b\omega \left[ R_a^2 - R_p^2 - R_b^2 \left( \frac{\pi^2}{Z^2} \right) \right]}{\omega \left( \frac{D_g}{2\pi} \right)} \quad (\text{eq. 3.51})$$

$$\sigma = \frac{2b\omega R_b^2 \frac{\pi^3}{Z^2}}{\omega D_g} \quad (\text{eq. 3.52})$$

Tenint en compte les Equacions 3.40 i 3.42

$$\frac{2\pi R_b}{Z} = \pi m \cos \alpha_0 \quad (\text{eq. 3.53})$$

$$R_b = \frac{Zm \cos \alpha_0}{2} \quad (\text{eq. 3.54})$$

introduint aquesta expressió i la del desplaçament volumètric geomètric de l'Equació 3.42 a l'Equació 3.50

$$\sigma = \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha_0}{4 \left( Z + 1 - \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha_0}{12} \right)} \quad (\text{eq. 3.55})$$

Amb les dades de la bomba estudiada  $\sigma = 0.158$ , o sigui, la diferencia entre en cabal màxim instantani i el mínim serà un 15.8% del cabal mig. Aquesta dada serà utilitzada en el Capítol 5 per comparar-la amb el valor experimental determinat segons la norma ISO 10767-1.

### 3.4 Cabal per les ranures de descompressió

Quan apareixen dos punts de contacte, o sigui, el coeficient de recobriment és superior a la unitat, es confina un volum tal i com s'observa en la Figura 3-4, el qual va variant al desplaçar-se els contactes per la línia d'engranat. Per evitar un augment de pressió durant l'engranat o la formació del buit durant el desengranat, ha de donar-se la possibilitat d'entrar i sortir oli mitjançant les ranures de la placa lateral (veure Figura 2-5).

En la posició central, o sigui, quan la línia de centres divideix en dos parts iguals la línia d'engranat, el volum tancat és mínim. Per un coeficient de recobriment igual a la unitat, el volum que s'hauria d'escapar teòricament seria nul, degut a que un parell de dents deixen d'engranar just el moment que el següent comença, mantenint-se sempre un sol punt d'estanqueïtat que separa la impulsió de la aspiració. Tot i això, encara que el coeficient de recobriment sigui la unitat, quan s'està acabant l'engranat la distancia entre flancs de les següents dents és tant petita, que quasi no pot deixar escapar el fluid, sent igualment necessàries les ranures esmentades.

Les rodes estan girant al voltant del punt P amb una velocitat relativa  $\omega$ . Aquest fet és equivalent a considerar-ne una aturada i l'altre girant a una velocitat relativa  $2\omega$ . La superfície generada pel pas  $e$  com conseqüència d'aquest moviment relatiu, i que condiciona la variació del volum, és donada per la diferencia de superfícies parcials  $F_1$  i  $F_2$ ,

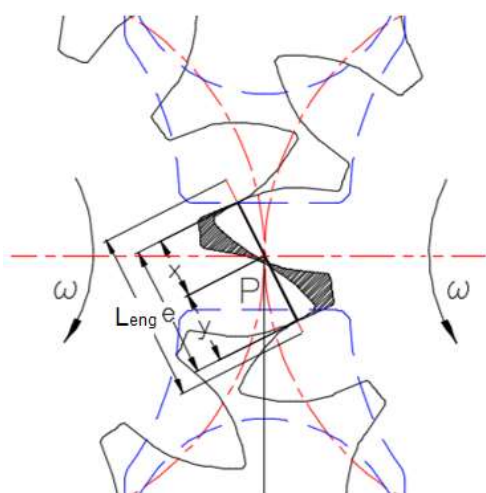


Figura 3-4: Definició de volum atrapat

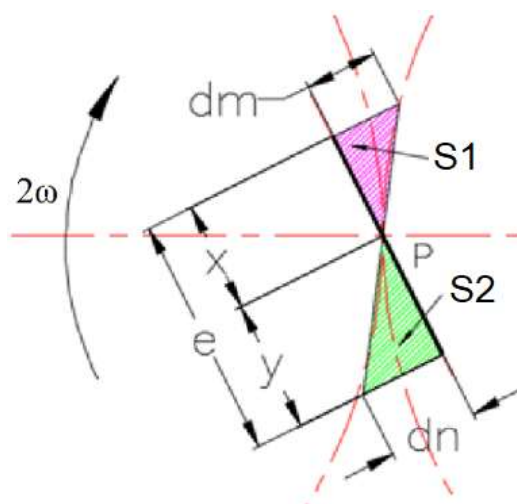


Figura 3-5: Evolució del volum atrapat.

La variació de la superfície tancada vindrà determinada per

$$dS = dS_1 - dS_2 \cong \frac{x dm}{2} - \frac{y dn}{2} \quad (\text{eq. 3.56})$$

i tenint en compte que un engranatge està aturat i l'altre gira a velocitat  $2\omega$

$$dm = 2\omega x dt; \quad dn = 2\omega y dt \quad (\text{eq. 3.57})$$

Per tant, tenint en compte un ample del engranatge de  $b$ , podem calcular el cabal instantani desallotjat com

$$Q' = b \frac{dF}{dt} = b \frac{x dm - y dn}{2 dt} = \frac{x 2\omega x dt - y 2\omega y dt}{2 dt} = b\omega(x^2 - y^2) \quad (\text{eq. 3.58})$$

Sent  $x = a$  (la distància entre el punt d'engranat P i el punt de contacte C segons la Figura 3-3) pel parell de dents que comencen a engranar, i  $y = e - x$

$$(x^2 - y^2) = 2ea - e^2 \quad (\text{eq. 3.59})$$

El cabal desallotjat serà

$$Q' = b\omega(2ea - e^2) \quad (\text{eq. 3.60})$$

Sent  $L_{eng}$  la longitud de la línia d'engranat, el *coeficient de recobriment* ve definit com<sup>xlvi</sup>

$$\tau = \frac{L_{eng}}{e} = \frac{2a}{e} \quad (\text{eq. 3.61})$$

obtenint-se finalment

$$Q' = b\omega e^2(\tau - 1) \quad (\text{eq. 3.62})$$

En el cas de la bomba de referència, amb un coeficient de recobriment  $\tau=1.42$  i una longitud de la línia d'engranat  $L_{eng}=15.469$  mm, es calcula la distància entre els punts de contacte  $e=10.893$  mm segons l'Equació 3.60. Amb una amplada del dentat de  $b=24.75$  mm, el cabal màxim desallotjat per la ranura de descompressió girant a 1500 rpm ( $\omega=157$  rad/s) és de 11.61 lpm.

Per assegurar un correcta substitució d'un parell de dents pel següent és molt important el disseny de les ranures de la placa lateral. Aquesta posició en pot apreciar a la Figura 3-4, on just quan el volum atrapat

<sup>xlvi</sup> La deducció d'aquesta relació es pot trobar a Riba (119), Capítol 6 Equació 10

està dividit a parts iguals entre la zona superior i la inferior a la línia entre centres ( $x=y$ ) és quan s'assoleix el seu valor mínim. Fins aquest moment s'estava impulsant oli cap a la sortida de la bomba per la ranura superior, i a partir d'aquest moment el volum creixerà i es succionarà oli de la aspiració per la ranura inferior. En tot moment hi ha una estanqueïtat entre la ambdós ports de la bomba. Les ranures de la placa estan dibuixades amb traç discontinu de color blau.

### 3.5 Càlculs gràfics

Els càlculs presentats fins ara es basen en expressions matemàtiques aproximades en funció de la geometria engranatges. S'ha constatat, comparant-ho amb les dades del fabricant, que les expressions anteriors ens porten a valors força allunyats dels reals. Això es deu principalment a que no s'han contemplat el desplaçament del tallat, la distància entre centres superior al diàmetre primitiu ni el volum atrapat que torna cap a la aspiració. Pocs estudis analítics inclouen aquest paràmetres, pel que s'ha procedit a realitzar un estudi gràfic mitjançant un editor CAD per a determinar els valors anteriors, donat que es disposa de manera exacta del perfil real de les rodes dentades, aconseguit mitjançant un estudi micromètric d'un pinyó.

S'ha calculat el desplaçament volumètric geomètric prenent l'àrea atrapada entre les dents i la carcassa (veure Figura 3-6), la qual s'ha multiplicar pel dos al ser dues rodes i per l'amplada dels engranatges. Restant el volum mínim atrapat, el qual torna a la aspiració tal i com es visualitza a la Figura 3-7, s'obté un desplaçament volumètric de  $15.08 \text{ cm}^3$ , molt més proper als  $14.7 \text{ cm}^3$  que en cas del càlcul analític. Les dades d'aquest càlcul estan representades a la Taula 3-2.

També s'ha estudiat la pulsació de cabal ocasionada pel mecanisme del engranatge. Per a realitzar-ho s'han dibuixat les posicions dels pinyons durant l'engranat de dos parell de dents, realitzant una representació cada  $2^\circ$  quan intervenen un parell de dents i cada  $0.5^\circ$  quan intervenen dos parells de dents i per tant, hi ha volum atrapat. S'ha tingut en compte el fresat perimetral, que fa que en les zones entre dents total o parcialment cobertes per aquest la pressió és teòricament homogènia, tal com mostra la Figura 3-2. El límit d'aquesta zona està marcat per la línia rosa a les Figures 3-7 i 3-8. S'ha fet la hipòtesis que quan el volum entre dents assoleix la zona fresada perimetral, l'oli ja està a la mateixa pressió que a la impulsió degut a les fuges entre la punta de les dents i la carcassa, i per tant, no es produeix cap discontinuïtat. O sigui hi ha una alimentació estable d'oli degut a l'entrada de volums a la zona de pressió i una discontinuïtat degut al mecanisme d'engranat<sup>xlvii</sup>, causa de la pulsació representada. L'àrea marcada en vermell, calculada gràficament en cadascuna de les 60 posicions estudiades, es multiplica per l'amplada, i s'obté el volum pressuritzat en l'interior de la bomba. Seguint la seqüència d'engranat, aquest disminueix, i dividint la

---

<sup>xlvii</sup> Aquesta dinàmica es pot apreciar perfectament a la simulació disponible a YouTube <https://www.youtube.com/watch?v=ZSN1D1Xb-kQ>



diferència entre els volums de dos intervals pel temps entre aquests (0.00022 segons per girar 2° a 1500 rpm), es calcula el cabal impulsat.

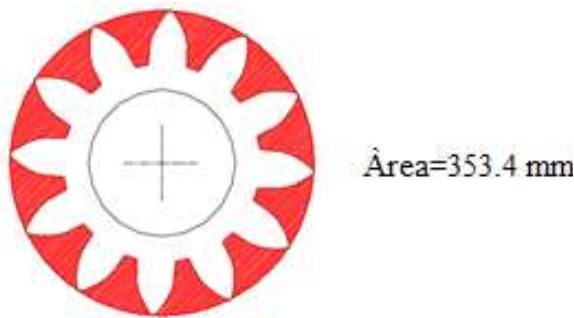


Figura 3-6: Àrea transportada per un engranatge

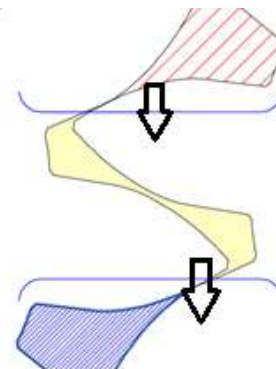


Figura 3-7: Volum atrapat entre les dues ranures

Àrea entre dents:	29,45 mm <sup>2</sup>
Número dents:	12+12=24
Àrea transportat:	705,8 mm <sup>2</sup>
Ample dent:	24.75 mm
Volum transportat:	17468 mm <sup>3</sup>
Àrea atrapada:	8.026 mm <sup>2</sup>
Volum atrapat:	198,64 mm <sup>3</sup>
Número engranes per volta:	12
Volum atrapat evacuat:	2383,68 mm <sup>3</sup>
Desplaçament vol.	15,084 cm <sup>3</sup>

Taula 3-2: Dades pel càlcul gràfic del desplaçament volumètric

En la Figura 3-8 es mostra la seqüència quan hi han un parell de dents treballant. Es pot observar en vermell tota la zona a pressió d'impulsió, i el fet que tot i no haver-hi volum atrapat, la distància entre dents és tant petita que calen igualment les ranures laterals per alliberar l'oli. En la Figura 3-9 es mostra la seqüència quan hi han dos parells de dents, assenyalant la sortida del oli del volum atrapat cap a la impulsió pel la ranura lateral. La variació d'aquest volum s'ha seqüenciat a la Figura 3-10, representant la seva disminució fins que el seu punt mig coincideix amb la línia entre centres (i per tant un cabal positiu cap a la sortida) i l'augment a partir d'aquest punt (i per tant un cabal cap a la entrada de la bomba, representat amb un cabal negatiu). Convé fixar-nos amb el detall de que just en el punt de volum mínim, hi ha una comunicació entre la zona d'impulsió i la d'aspiració, no quedant el fluid totalment confinat. La superfície equivalent de fuga és la de dos orificis de 0.18 mm en sèrie, un corresponent amb el final de ranura superior i l'altre de la inferior. Aquestes fuites corresponen al camí de fuites C de la Figura 2-1, que si bé fan disminuir el rendiment volumètric de la unitat, minimitzen la possibilitat de que el volum atrapat es comprimeixi en excés. De fet, el realitzar fuites forçades és una eina força utilitzada en oleohidràulica per minimitzar pics de pressió.

Els resultats de la pulsació de cabal i del flux que surt del volum atrapat calculats mitjançant aquest mètode gràfic és mostren en els gràfics de la Figura 3-11 i 3.11 respectivament. Es pot observar en el primer que l'ona d'impulsió es veu truncada per fet que el volum atrapat no s'impulsa. Però just quan això passa, el segon parell de dents ja comencen a bombejar, propiciant un augment de l'amplitud del segon harmònic de la freqüència de bombeig tal i com es veurà en el Capítol 5. Sent el cabal mig 22,6 lpm (desplaçament volumètric geomètric de 15.084 cm<sup>3</sup> girant a 1500 rpm) i l'amplitud de la pulsació de aproximadament de 5 lpm, l'índex d'irregularitat és de  $\sigma=0.22$ , lleugerament superior al resultat analític del Apartat 3.2. Respecte al cabal sortint del volum atrapat, el valor màxim es dona quan comença a engranar el segon parell de dents, sent el seu valor de 5.1 lpm, en comparació amb el valor de 11.61 lpm calculat analíticament en l'Apartat 3.4. Aquesta disminució és deguda a que en el càlcul analític no s'havia tingut en compte ni el joc de muntatge ni el desplaçament del tallat de les dents. Mentre que el diàmetre primitiu de les rodes és de 30 mm, la distància de muntatge és de 31.5 mm, propiciant que la variació del volum atrapat sigui menys significativa percentualment. Respecte al desplaçament del tallat, aquest fa augmentar el desplaçament volumètric de la bomba, fent que el fons de la dent quedi sense perfil evolvent i la dent acabi quasi en punta. El volum atrapat augmenta, i la variació percentual d'aquest durant l'engranat és inferior, no comprimint tant l'oli i fent que la bomba treballi amb menys sol·licitacions.

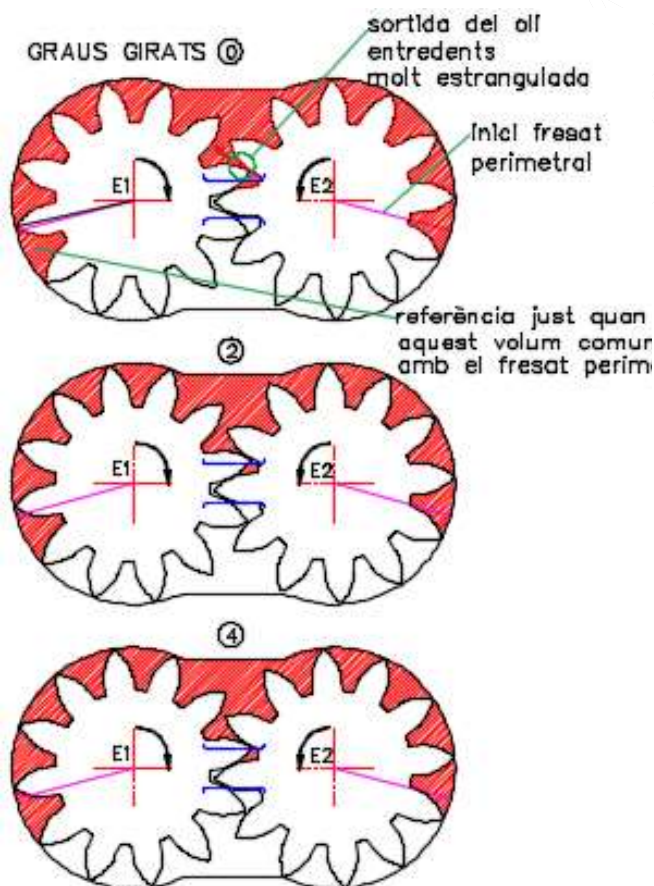


Figura 3-8: Seqüència d'engranat en els graus 0, 2 i 4 (un parell de dents engranant)

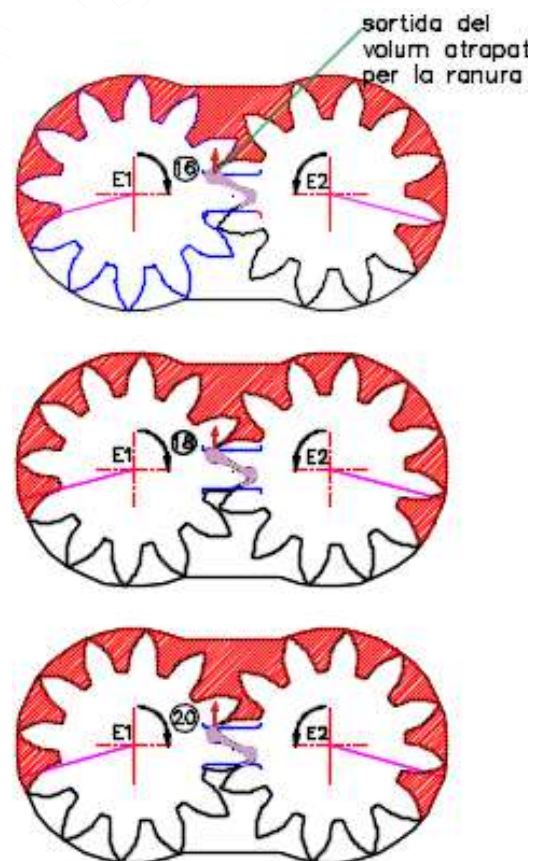


Figura 3-9: Seqüència d'engranat en els graus 16, 18 i 20 (dos parells de dents engranant)

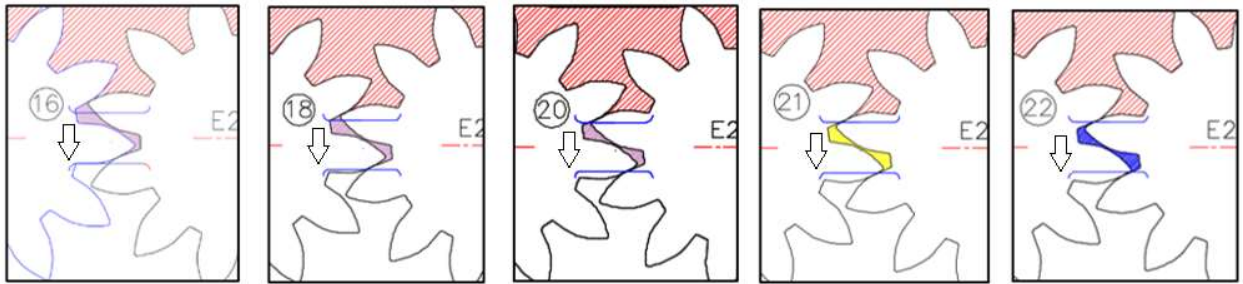


Figura 3-10: Seqüència de compressió del volum atrapat

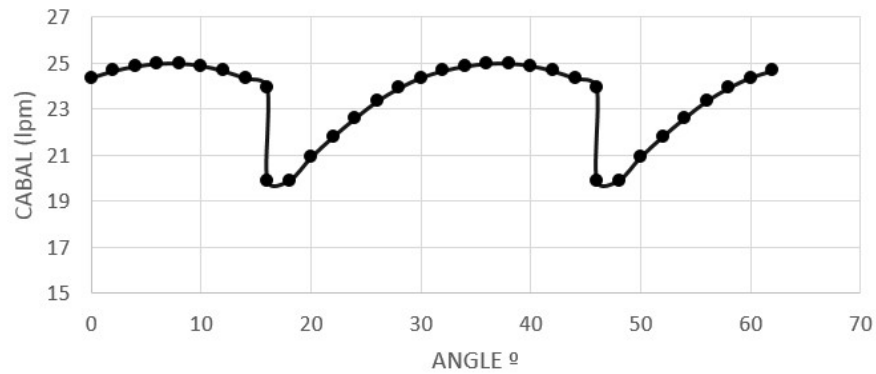


Figura 3-11: Cabal geomètric en funció del angle

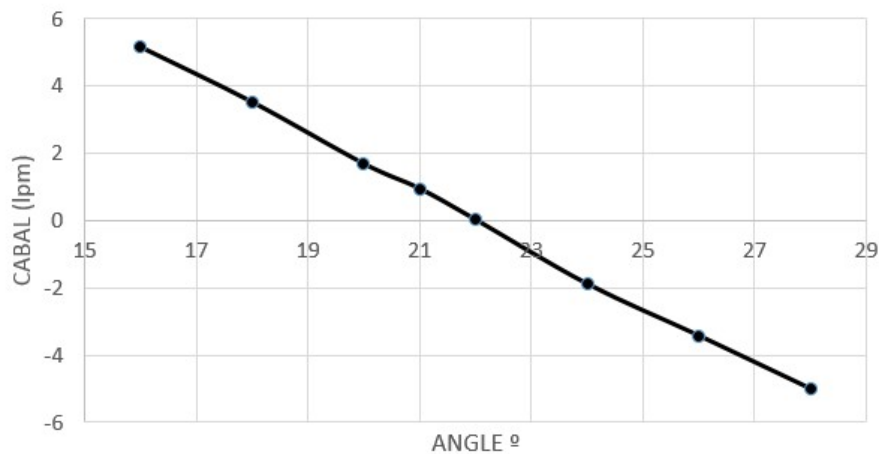


Figura 3-12: Cabal sortint per la ranura de descompressió (volum atrapat)

### 3.6 Discussió

S'ha portat a terme un estudi bàsic del funcionament d'una BE a partir de la definició bàsica de màquina de desplaçament volumètric positiu i de la seva geometria. A partir d'expressions analítiques simplificades s'han obtingut els valors del desplaçament volumètric, el índex d'irregularitat i el cabal a desallotjar del volum atrapat durant el mecanisme d'engranat. Es constata la difícil adequació dels càlculs analítics quan el dentat és complex i la distància entre centres és superior al diàmetre primitiu. Per aquesta raó s'utilitza un mètode gràfic per a simular el comportament d'una bomba ideal, o sigui, sense fuites. Els resultats gràfics coincideixen força amb els experimentals del Capítol 4 i els subministrats pel fabricant de la bomba.

Entre les conclusions cal ressaltar la importància que té l'estudi del volum atrapat per la optimització d'aquestes bombes. Un augment del desplaçament del dentat i de la distància de muntatge fan augmentar el desplaçament volumètric i disminuir el cabal sortint del volum confinat. Ara bé, una tendència que poc a poc s'està consolidant per aconseguir unitats silencioses és fer coincidir la distància entre centres amb el diàmetre primitiu, de manera que l'engranatge no tingui joc. Això provoca la superposició de les ones del produïdes pel desallotjament del volum atrapat de dos parells de dents, provocant una pulsació de cabal del doble de freqüència i menor amplitud. El control del volum atrapat i la importància de la posició de les ranures de descompressió és veu reflectit en el treball de Sudarsan i Vacca (93), on ho aprofiten per a proposar una BE de desplaçament variable. Les plaques laterals incorporen uns patins que permeten modificar quan el volum atrapat s'envia a la impulsió o a la aspiració. Per augmentar el rang de variació del desplaçament es veuen obligats a dentar de manera asimètrica, restant la simplicitat característica de les BE. En tot cas no deixa de ser un extraordinari exercici d'originalitat.

L'haver desenvolupat les expressions analítiques i aplicar-les a la bomba estudiada, fa que s'interioritzi els conceptes bàsics del seu funcionament, amb l'objectiu d'adquirir el "*know-how*" necessari per a interpretar els resultats dels següents capítols. Tot i que la construcció d'aquest tipus de bombes és força més simple que altres tipus de màquines de desplaçament volumètric positiu, el seu mecanisme de bombeig no ho és en absolut. Els Capítols 4 i 5 es dedicaran a mesurar experimentalment els paràmetres analitzats analítica i gràficament en aquest capítol. Per tant aquesta interiorització era absolutament necessària.

### 3.7 Conclusions principals

- S'ha realitzat tant analítica com geomètricament un estudi del desplaçament volumètrics de la bomba com de la irregularitat del cabal. Les discrepàncies segons les expressions utilitzades, resumides en la Taula 2-1, són degudes a la dificultat per conèixer en detall tota la geometria del dentat i tractar-ho analíticament.
- S'han adquirit els coneixements necessaris sobre el mecanisme de bombeig en BE que han de permetre interpretar els resultats experimentals del capítols següents.
- S'ha constatat la importància del control de la descàrrega del volum atrapat durant l'engranat, realitzat per les ranures de descompressió de les plaques laterals. Gràficament s'ha verificat que en la bomba de referència la geometria d'aquestes ranures és òptima, ja que quan el volum atrapat està disminuint sempre és impulsat cap a la impulsió, mentre que quan el volum atrapat comença a augmentar, és just quan aquest es comunica amb l'aspiració.

## 4 Parametrizació de les pèrdues mecàniques i volumètriques

### 4.1 Introducció

El flux d'oli a través dels jocs interns de la bomba fa que el cabal real difereixi del teòric, o sigui, no tota la velocitat de rotació del eix de la bomba s'aprofita per generar cabal a la sortida de la unitat. Aquestes pèrdues volumètriques venen quantificades pel *rendiment volumètric* segons l'Equació 3.2. Així mateix, el parell aplicat força el transport del volum d'oli confinat entre el dentat i la carcassa des de la aspiració fins la impulsió. No tot el parell aplicat al eix s'aprofita per augmentar la pressió, ja que existeixen unes pèrdues mecàniques per fricció. Aquestes venen quantificades pel *rendiment mecànic o hidro-mecànic* segons l'Equació 3.8. En aquest capítol es profunditzarà en la naturalesa d'aquestes pèrdues i en la seva modelització.

Les fuites internes del tipus turbulent es produeixen a través de jocs interns de la bomba molt localitzats, similars al flux que es produeix en un orifici. Aquest tipus de fuites donen un parell resistiu proporcional a la pressió de treball i un cabal proporcional a l'arrel quadrada de la diferència de pressió entre la sortida i l'entrada de la bomba, deixant de ser la viscositat un paràmetre predominant. Aquestes fuites es produeixen entre el pic de les dents i la carcassa i en la zona d'engranat com s'ha vist en capítol anterior. També pot donar-se el cas de flux laminar per folgances de certa longitud, donant un parell resistiu proporcional a la velocitat de rotació i a la viscositat, i unes fuites proporcionals a la diferència de pressió entre la sortida i l'entrada de la bomba i inversament proporcional a la viscositat. Aquestes fuites es produeixen entre les cares dels engranatges i les plaques laterals. Per tant, les pèrdues volumètriques són la suma d'ambdós tipus, havent d'afegir-hi la pèrdua de volum per la compressió del oli i la presència d'aire i/o volàtils que poden aparèixer en la zona d'aspiració. Les pèrdues mecàniques són degudes a la fricció produïdes per aquestes fuites, tenint que afegir-hi la fricció de les juntes del eix i la possibilitat de ruptures de pel·lícula d'oli, amb l'aparició de la fricció coulombiana<sup>xlviii</sup>.

Considerant el parell ideal  $T_i$  com l'aplicat al eix en absència de friccions, el parell real serà

$$T = T_i + T_V + T_F \quad (\text{eq. 4.1})$$

on  $T_V$  és el degut a la fricció viscosa, proporcional a la velocitat de rotació i  $T_F$  és el parell coulombià, proporcional a la pressió de treball.

---

<sup>xlviii</sup> Les regles clàssiques de la fricció per lliscament van ser descobertes per Leonardo da Vinci (1452–1519), però van romandre manuscrites en els seus escrits sense arribar a publicar-se. Van ser redescobertes per Guillaume Amontons (1699) i van ser desenvolupades més tard per Charles-Augustin de Coulomb (1785). Leonhard Euler (1707–1783) derivà l'angle de repòs d'un pes en un pla inclinat i va ser el primer a distingir entre la fricció estàtica i dinàmica. Arthur Morrin (1833) desenvolupà el concepte de fricció estàtica. Osborne Reynolds (1866) derivà l'equació sobre el flux viscos. Això va completar el model empíric clàssic de la fricció (estàtica, dinàmica i fluida) que de forma comuna es fa servir actualment en enginyeria. La força de fricció entre dos cossos es pot expressar mitjançant la fórmula de fricció de Coulomb  $F=f \cdot N$ , on  $f$  és el coeficient de fricció i  $N$  la força normal a la superfície de contacte (Font: <https://ca.wikipedia.org/wiki/Friccio>)

Tenint en compte la definició de cabal ideal  $Q_i$ , com l'entregat a la impulsió en absència de fuites i sense augment de pressió del fluid, el cabal real per la bomba serà

$$Q = Q_i - Q_S - Q_{ST} - Q_C \quad (\text{eq. 4.2})$$

on  $Q_S$  representa les fuites viscoses,  $Q_{ST}$  les turbulentes i  $Q_C$  les pèrdues degudes a la compressibilitat<sup>xlix</sup>.

## 4.2 Rendiment volumètric, mecànic i total

En el capítol anterior es van introduir els conceptes de rendiment volumètric i mecànic. Les expressions pel seu càlcul poden complementar-se de la següent manera

$$\eta_v = \frac{Q}{\omega D} = \frac{Q_i - Q_S - Q_{ST} - Q_C}{Q_i} = 1 - \frac{Q_S + Q_{ST} + Q_C}{Q_i} \quad (\text{eq.4.3})$$

$$\eta_m = \frac{\Delta PD}{T} = \frac{T_i}{T_i + T_v + T_f} = \frac{1}{1 + \frac{T_v + T_f}{T_i}} \quad (\text{eq.4.4})$$

$$\eta_B = \eta_v \eta_m \quad (\text{eq. 4.5})$$

Un augment del rendiment volumètric indica que les fuites de la impulsió a l'aspiració són menors, i per tant el cabal impulsat és superior, mentre que un augment del mecànic indica que la fricció es menor, i per tant, el parell aplicat al eix menor. Donat que unes fuites reduïdes s'aconsegueixen amb folgances petites i que una fricció baixa s'aconsegueix al folgances altes segons la llei de la viscositat de Newton, optimitzar els jocs entre els diferents components és vital per assolir una solució de compromís. Generalment s'opta per buscar uns rendiments volumètrics tant alts com sigui possible sense penalitzar les fuites mínimes necessàries per garantir una bona lubricació entre les parts en moviment.

## 4.3 Assaigs normalitzats ISO 8426:1988 i ISO 4409:1986

A fi i efecte de avaluar aquestes pèrdues, s'han realitzat els corresponents assaigs normalitzats segons les normes ISO 8426:1988 i ISO 4409:1986. La primera d'aquestes descriu la metodologia experimental per determinar el desplaçament volumètric real amb el qual es pot calcular el cabal i parell ideal en funció de la velocitat de gir i la diferència de pressió entre l'aspiració i impulsió respectivament. Amb les dades del assaig anterior, es pot procedir a realitzar l'assaig ISO 4409 per mesurar el cabal i el moment reals en funció de les condicions d'operació, o sigui, la pressió de treball, la velocitat de gir i la

---

<sup>xlix</sup> Aquest terme no tracta pròpiament de fuites, i per tant, és intrínsec de tot procés de compressió. Per tant, cap màquina volumètrica amb un augment de pressió i un fluid amb certa compressibilitat pot tenir un rendiment volumètric igual a la unitat. Aquest concepte és seriosament qüestionat per Achten et al. (43), ja que si l'oli ha estat comprimit i per tant el volum s'ha "perdut", no s'hauria de poder tornar a recuperar. I no obstant, es recupera si es descomprimeix. O sigui, l'energia del volum comprimit no es perd, i per tant si es té en compte a la sortida de la bomba, el rendiment total de la unitat és superior al calculat pel mètode clàssic utilitzat en aquesta Tesi.

viscositat del oli. Finalment s'avaluen els rendiments volumètric, mecànic i total de la bomba segons les expressions del apartat anterior<sup>1</sup>

### 4.3.1 Descripció del banc d'assaig

La instal·lació utilitzada compleix amb els requeriments per a considerar els assaigs classe B segons els errors màxims permesos durant el calibratge dels instruments i la variació màxima de les variables controlades, mostrat a les Taules 4-1 i 4-2 respectivament. Les prestacions màximes del banc d'assaig es mostren a la Taula 4-3. Per calibratge dels transductors de pressió relativa, piezo-resistius amb senyal 0-10 VDC, s'ha utilitzat un manòmetre patró i una bomba manual per a obtenir la corba pressió versus tensió de cadascun d'ells. El rang de mesura d'aquests és de 0-300 bar pels de les zones pressuritzades i 0-10 bar pels de la zones de baixa pressió. Pel calibratge del transductor de parell, tipus de galgues extensiomètriques, s'ha construït un dispositiu "ad-hoc" que es basa en el principi de funcionament d'un sistema de força-palanca, en què s'obté la mesura del parell a través de la força exercida a l'extrem d'una palanca, a la qual s'han penjat diferents pesos calibrats alhora que es prenien el seu senyal. Pel que fa al transductor de cabal, tipus turbina, es disposa de la corba de calibratge subministrada pel fabricant. Pel que fa a la temperatura, s'han utilitzat sondes tipus Pt-100 amb electrònica per subministrar senyals de sortida de 4-20 mA. La instal·lació permet una variació remota de la pressió de treball mitjançant una vàlvula limitadora proporcional i una variació de la velocitat de gir mitjançant un convertidor de freqüència. L'adequació de la temperatura es realitza amb una motobomba de 60 lpm descarregant per una limitadora 150 bar per a escalfar-lo o un bescanviador per a refredar-lo.

<b>ERRORS SISTEMÀTICS MÀXIMS PERMESOS</b>	
Velocitat de rotació	±1 %
Parell	±1 %
Cabal	±1.5%
Pressió, ≤ 2 bar relativa	±0.03 bar
Pressió, > 2 bar relativa	±1,5 bar
Temperatura	±1 °C

Taula 4-1: Errors màxims permesos en l'assaig ISO 4409:1986

<b>VARIACIÓ MÀXIMA DE LES VARIABLES</b>	
Velocitat de rotació	±1 %
Parell	±1 %
Cabal	±1.5%
Pressió, ≤ 2 bar relativa	±0.03 bar
Pressió, > 2 bar relativa	±1,5 bar
Temperatura	±2 °C

Taula 4-2: Variació màxima dels paràmetres durant l'assaig ISO 4409:1986

<sup>1</sup> Esmentar que la norma no considera la publicació del rendiment mecànic explícitament (o hidromecànic), però donat el seu significat físic, si que es farà en aquesta Tesi.



ESPECIFICACIONS TÈCNIQUES DEL BANC D'ASSAIG	
Pressió màxima (MPa)	35
Cabal màxim (l/min)	225
Velocitat rotació màx.(rpm)	3000
Parell màxim (Nm)	700
Potència màxima (kW)	100

Taula 4-3: Prestacions del banc d'assaig.

A la Figura 4-1 s'observa una visió general de la instal·lació utilitzada, mentre que a Figura 4-2 es mostra l'esquema hidràulic del circuit. En la publicació de Torrent i Brunet (14) es descriu en detall l'equip i l'automatització del procés d'adquisició de dades. El motor elèctric (18) fa girar mitjançant un acoblament elàstic el transductor de parell (10), alhora que aquest fa girar mitjançant un altre acoblament la bomba assajada (3). Cadascun dels eixos d'aquest transductor està suportat per un coixinet i incorpora un tacòmetre (17) per a conèixer la velocitat de gir. La bomba aspirà l'oli d'una canonada de 3" que comunica el dipòsit de 400 litres (14) elevat 2 metres amb un col·lector (13) roscat a la pròpia bomba, el qual incorpora el transductors de temperatura (1) i pressió (2), captant aquests valors el més a prop possible del port d'aspiració. A la sortida es procedeix de la mateixa manera per a captar la temperatura (4) i la pressió (5) d'impulsió, la qual es regula mitjançant una vàlvula limitadora proporcional de dues etapes (7)<sup>li</sup>. El cabalímetre utilitzat (11) no permet treballar a pressions superiors a 100 bar, raó per la qual es col·loca aigües avall de la limitadora de pressió. Per a traslladar el cabal volumètric mesurat a la sortida de la bomba, s'ha de considerar la expansió del fluid degut a la disminució de la pressió i al augment de la temperatura, i per tant, és necessari conèixer el mòdul de compressibilitat i el de dilatació tèrmica a partir de la documentació del oli utilitzat. Finalment l'oli sortint del cabalímetre es fa retornar al dipòsit pel filtre de retorn (12) amb una eficiència nominal de 10 µm. La limitadora d'acció directa (6) està tarada a 300 bar, de manera que únicament actua com a fusible en cas d'una maniobra inadequada de la principal (7). Un circuit auxiliar amb un motor trifàsic de 7.5 kW (19), 2 pols aprox.3000 rpm, i una bomba de pistons de 20 cc (15) s'utilitza per a refredar l'oli mitjançant un bescanviador aigua-oli (20), per filtrar-lo mitjançant el filtre (21) i per escalfar-lo fent que es lamini per la limitadora (16) a 150 bar<sup>lii</sup>.

<sup>li</sup> Es preferible la utilització d'una limitadora de dues etapes (o d'acció indirecta) de cabal nominal molt per sobre del assajat, ja que d'aquesta manera la dependència de la pressió amb el cabal és mínima, depenent el seu taratge únicament del senyal elèctric

<sup>lii</sup> La bomba d'aquest circuit secundari és la que s'utilitzarà com a font secundària per generar pulsacions de cabal en l'assaig ISO 10767 del Capítol 5, degut a que les bombes de pistons són riques en harmònics múltiples del fonamental de bombeig.





Figura 4-1: Muntatge experimental ISO 8426:1988 i ISO 4409:1986

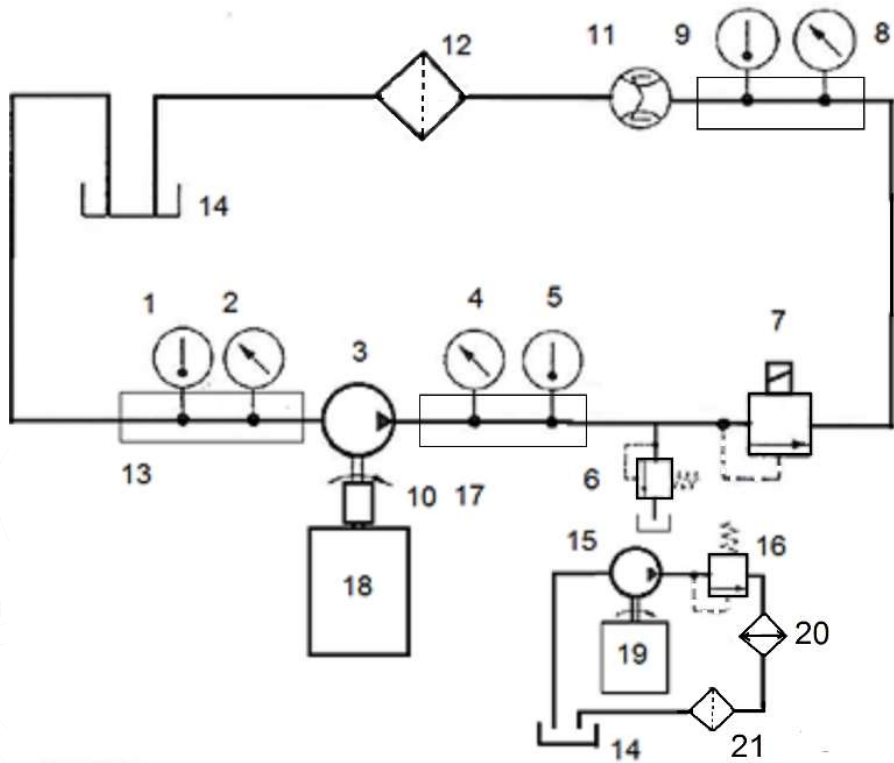


Figura 4-2: Esquema hidràulic i instrumentació ISO 8426:1988 i ISO 4409:1986

ITEM	DESCRIPCIÓ	FABRICANT	MODEL
1	Transductor de temperatura aspiració	EUROPIROMETRICA	Pt-100 DIN-IEC-751
2	Transductor de pressió aspiració	GP:50	211-D-UQ-3-AA/FO/JJ
3	Bomba assajada	ROQUET	1L22DE31R
4	Transductor de pressió impulsíó	GP:50	211-D-VB-A-AA/FO/GS
5	Transductor de temperatura impulsíó	EUROPIROMETRICA	Pt-100 DIN-IEC-751
6	Vàlvula de seguretat	ROQUET	SGRA06

7	Vàlvula reguladora de pressió	ROQUET	3RL06
8	Transductor de pressió cabalímetre	GP:50	211-D-VB-A-AA/FO/GS
9	Transductor de temperatura cabalímetre	EUROPIROMETRICA	Pt-100 DIN-IEC-751
10	Transductor de parell	MINERBEA	TMNR-20
11	Cabalímetre	FLOW TECHNOLOGY	FT-16-CX-50-LB
12	Filtre retorn	OMT	OMTI-10-ANR
13	Col·lector transductors	DISSENY PROPI	
14	Dipòsit	REXROTH	400 lts
15	Bomba escalfament / refrigeració	VICKERS	PVB-10 (21 cm <sup>3</sup> )
16	Vàlvula limitadora per escalfar	ROQUET	SGRA06
17	Tacòmetre	ONO SOKKI	MP-981
18	Motor elèctric principal	ABB	M2BA-315-MA
19	Motor elèctric escalfament / refrigeració	ABB	M2QA-160 (2 pols)
20	Bescanviador oli-aigua	FUNKE	BCF200
21	Filtre retorn	OMT	OMTI-10-ANR

Taula 4-4: Components principals del banc assaig ISO 8426:1988 i ISO 4409:1986

#### 4.3.2 Tipus d'oli

Generalment aquets tipus de bombes s'utilitzen amb oli hidràulic d'origen mineral. Com ja s'ha comentat, aquesta Tesi s'englobava dins d'una investigació per optimitzar el seu funcionament amb olis biodegradables, on FUCHS era un col·laborador important. Tot i haver-se realitzat assaigs amb aquest tipus d'oli, s'ha optat per presentar les dades amb oli mineral, ja que a part que els resultats són molt semblants, la majoria d'estudis considerats en l'Estat de Art estan realitzats amb aquests olis convencionals. Per tant, l'oli utilitzat en les proves de laboratori ha estat un FUCHS Renolin B10, de grau de viscositat ISO VG 32 (una viscositat cinemàtica aproximada de 32 cSt a 40 °C) i qualitat tipus DIN HM, sent molt comú en sistemes oleohidràulics amb bombes d'engranatges en aquestes latituds. En el tractament de les dades del assaig ISO 4409, a fi i efecte de modelitzar el funcionament de la bomba, s'ha considerat la variació de la viscositat versus la temperatura que figura a la documentació del fabricant<sup>liii</sup>, tot i que s'ampliarà en els Capítols 7 i 8 introduint la variació de la viscositat amb la pressió. Cal tenir en compte que l'oli utilitzat en el laboratori no és el mateix que el de la màquina estudiada en el Capítol 8, ja que al treballar a la intempèrie amb bombes de pistons de prestacions molt superiors a les d'engranatge, l'oli utilitzat és tipus DIN HV, ISO VG 46. En la Taula 4-5 es presenten les característiques del Renolin B10 mentre que en la Figura 4-3 s'indiquen les dades de la viscositat cinemàtica i dinàmica. Prenent la densitat<sup>liv</sup> de 876 Kg/m<sup>3</sup>, es determina la viscositat dinàmica com

<sup>liii</sup> <https://www.fuchs.com/es/es/producto/product/136351-renolin-b-10/>

<sup>liv</sup> La densitat del oli aproximadament augmenta un 1% cada 150 bar d'increment de pressió i disminueix un 5% cada 100 °C d'augment de pressió. Al no disposar de dades concretes del oli utilitzat, s'ha optat per considerar-la constant.

$$\mu(\text{Pa} \cdot \text{s}) = \rho \left( \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right) \nu (\text{cSt}) 10^{-6} \quad (\text{eq. 4.6})$$

on  $\mu$  és la viscositat dinàmica,  $\rho$  la densitat i  $\nu$  la viscositat cinemàtica.

### 4.3.3 Metodologia experimental

#### 4.3.3.1 ISO 8426:1988. Determinació del desplaçament volumètric

Tal i com es descriu al text de la norma, es realitza l'assaig a un 5% de la pressió màxima que pot treballar la bomba en continu, en aquest cas,  $P_{\text{max}}=250$  bar. Es considera que a aquesta pressió ja actuen els mecanismes de compensació i és un punt de fugues mínimes<sup>lv</sup>. Per tant la pressió d'assaig ha estat de 12.5 bar. Al treballar a baixa pressió, la norma contempla que no cal corregir el cabal mesurat en el cabalímetre en funció de la compressibilitat del oli, tal i com succeeix en el assaig ISO 4409, ni considerar l'escalfament del oli en el pas de la vàlvula reguladora de pressió. La rutina experimental és la següent:

- Mantenir la pressió a l'aspiració i impulsió constants
- Determinar el cabal a la sortida a distintes velocitats. En el nostre cas seran de 600 a 2600 rpm a intervals de 200 rpm
- Realitzar l'assaig a distintes temperatures. En el nostre cas seran de 22 i 60 °C

Pel càlcul del desplaçament volumètric es considera una relació lineal entre el cabal i la velocitat de gir. Per tant, per dues velocitats distintes el desplaçament serà

$$D = \frac{\Delta q_{ve}}{\Delta n} \quad (\text{eq. 4.7})$$

on  $\Delta q_{ve}$  és l'increment de cabal i  $\Delta n$  el de velocitat. .

CARACTERÍSTICA	UNITATS	VALOR	METODE TEST
ISO VG	-	32	DIN 51519
Viscositat cinemàtica	mm <sup>2</sup> /s		DIN EN ISO 3104
40 °C	mm <sup>2</sup> /s	32	
100 °C	mm <sup>2</sup> /s	5.5	
Índex de viscositat		109	DIN ISO 2909
Densitat (15 °C)	kg/m <sup>3</sup>	876	DIN 51757
Color	ASTM	0.5	DIN ISO 2049
Punt d'inflamació	°C	205	DIN ISO 2592
Punt d'abocament	°C	-24	DIN ISO 3016
Nombre de neutralització	mg KOH/g	0.5	DIN 51558-3
Alliberament aire (50 °C)	minuts	4	DIN ISO 9120

<sup>lv</sup> Aquest és el criteri de la ISO 8426:1988. Realment els punts de funcionament a un 5% de la pressió màxima no es corresponen amb punts de fugues mínimes, i per tant, aquest criteri comporta rendiments volumètrics superiors a la unitat. Els treballs de Toet (33) (34) demostren la complexitat d'aquest concepte. En la norma ISO 8426:2008 és complica el càlcul extrapolant el desplaçament volumètrics a punts de fugues nul·les. En l'annex B és realitza aquesta operació i es constata que la variació del valor és insignificant en la bomba estudiada.

Demulsificació 54 °C 82 °C	minuts minuts	10 -	DIN ISO 5614
Corrosió de coure	Grau corrosió	1-100 A 3	DIN EN ISO 2160
Corrosió d'acer 0-A: Aigua destil·lada 0-B: Aigua salada	Grau corrosió Grau corrosió	Passa Passa	DIN ISO 7120
Prova de desgast i puntuació FZG A/B 3/90	Fase de càrrega de fallada	11	DIN ISO 14635-1
Proba Brugger	N/mm <sup>2</sup>	30	DIN 51347-2
Filtrabilitat ISO humit/sec		Passa	DIN ISO 13357
Proba conductivitat		Alta	PROBA FUCHS

Taula 4-5: Característiques del oli FUCHS Renolin B10

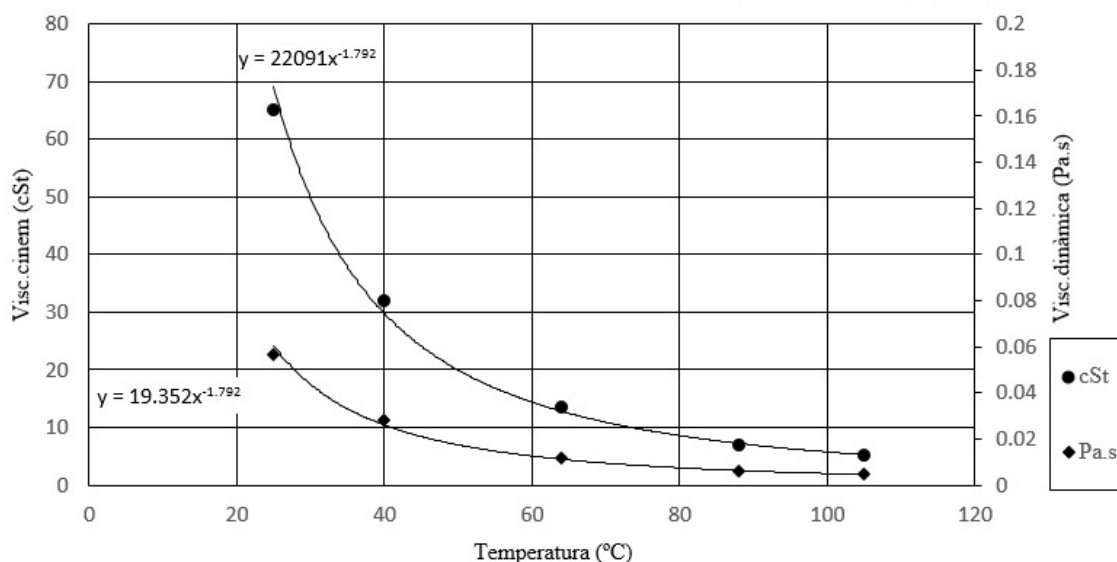


Figura 4-3: Regressions de la viscositat cinemàtica i dinàmica

El text de la norma determina que el desplaçament volumètric és la mitja aritmètica dels resultats obtinguts en tot el rang de funcionament de la bomba i que per una millor resolució els resultats s'han de presentar de forma numèrica. En el nostre cas el resultat a 22 °C ha estat de 14.76 cm<sup>3</sup> i a 60 °C de 14.77 cm<sup>3</sup>, o sigui, pràcticament el mateix que el que anuncia el fabricant en la seva documentació tècnica.

#### 4.3.3.2 ISO 4409:1986. Determinació de les característiques en règim permanent.

Amb aquest assaig s'estableix una metodologia per determinar el rendiment de la bomba, comparant el parell i cabal mesurats amb els teòrics, els quals són calculats en funció del desplaçament volumètric obtingut amb l'assaig anterior. La rutina experimental per a dur a terme l'assaig es la següent:

- Es manté la velocitat de rotació i la temperatura a l'entrada constants.

- Es determina el parell a l'entrada, el cabal a la sortida i la temperatura del oli per un cert nombre de pressions a la impulsió, representativa del funcionament de la unitat. En el nostre cas de 7.5 a 250 bar<sup>lvi</sup>, en intervals de 25 bar.
- Es realitza la mateixa rutina experimental a altres velocitats de rotació. En el nostre cas de 600 a 2400 rpm, en intervals de 200 rpm.
- Realitzar l'assaig a distintes temperatures. En el nostre cas seran de 22 i 60 °C

Segons el text de la norma, es defineix com el cabal efectiu a la sortida de la bomba  $q_{v2e}^p$  el cabal real a la sortida de la bomba sota unes condicions de temperatura  $\theta_{2e}$  i una pressió  $p_{2e}$ . Com que la mesura del cabal s'efectua aigües avall de la vàlvula reguladora de pressió a la sortida de la bomba, a una pressió  $p_c$  i una temperatura  $\theta_c$ , es necessari realitzar les correccions de la lectura  $q_v$  del cabalímetre per obtenir el cabal corresponent efectiu tenint en compte el mòdul de compressibilitat isotèrmic secant<sup>lvii</sup> secant  $\beta_T$  i el coeficient de dilatació tèrmica  $\delta$ .

$$q_{v2e}^p = q_v \left[ 1 - \left( \frac{p_{2e} - p_c}{\beta_T} \right) + \delta(\theta_{2e} - \theta_c) \right] \quad (\text{eq. 4.8})$$

Observar que com que la pressió a l'entrada del cabalímetre és inferior a la de sortida de la bomba s'ha produït una expansió del fluid, de mateixa manera que com que a la limitadora l'oli és laminat es produeix un escalfament del fluid, amb la consegüent dilatació. Ambdós fenòmens fan que el cabal mesurat sigui superior al efectiu impulsat per la bomba.

El parell aplicat a la bomba mitjançant el motor elèctric és  $T$ , sent  $n$  la velocitat de gir en rpm. La potència mecànica absorbida serà

$$N_m = 2\pi nT \quad (\text{eq. 4.9})$$

mentre que la potència hidràulica en qualsevol punt del circuit amb un cabal  $q$  i una pressió  $p$  està determinada per

$$N_h = q \cdot p \quad (\text{eq. 4.10})$$

Per tant, la relació entre la diferència de la potència hidràulica a la sortida i a l'entrada de la bomba, calculades segons l'Equació 4.10, i la transmesa al eix de la bomba, calculada segons l'Equació 4.9, constitueix el rendiment total de la bomba,

$$\eta_t^p = \frac{(q_{v2e}^p p_{2e}) - (q_{v1e} p_{1e})}{2\pi nT} \quad (\text{eq. 4.11})$$

podent determinar el rendiment volumètric, el rendiment mecànic i el total com

<sup>lvi</sup> La pressió mínima de taratge de la vàlvula limitadora proporcional és de 7.5 bar. Al inici del assaig les pressions on es prenen les dades són 7.5, 10 i 25 bar. A partir d'aquest valor es prenen in intervals de 25 bar.

<sup>lvii</sup> El mòdul de compressibilitat és distint segons com s'efectua la compressió (isotèrmica o adiabàtica), o si es pren per definir-lo la variació diferencial de la pressió i volum (tangente) o en un interval (secant). En les normes ASTM (135) i la ISO 6073 (136) s'estableix la seva determinació, però el realment difícil és trobar dades dels fabricants d'un producte concret. A més, aquest depèn de la pressió, la temperatura, i sobretot, la la presència d'aire dissolt. S'ha pres un valor de 14000 bar, usual en olis oleohidràulics minerals. El resultat calculat Capítol 5, mesura indirecta amb l'assaig ISO 10767:1996, és de 14490 bar, havent-se determinat però l'adiabàtic.

$$\eta_v^p = \frac{q_{v2e}}{nD} \quad (\text{eq. 4.12})$$

$$\eta_B^p = \frac{(p_{2e} - p_{1e})D}{T} \quad (\text{eq. 4.13})$$

$$\eta_B^p = \eta_v^p \eta_m^p \quad (\text{eq. 4.14})$$

Finalment esmentar que les expressions mostrades, extretes directament del assaig ISO 4409, són vàlides amb unitats del SI i el desplaçament de la bomba en m<sup>3</sup>/rad. D'aquesta manera les expressions tenen un complet significat físic. En el món industrial s'utilitzen unitats més pràctiques (bar, lpm, cm<sup>3</sup>), que són les que es mostren en el gràfics resultants del assaig.

## 4.4 Modelització de les pèrdues

### 4.4.1 Pèrdues volumètriques

Observant la Figura 4-4, el flux laminar per una esletxa d'espessor e, ample b i longitud l, on una de les superfícies està en moviment (analogia del camí des de la impulsió a la aspiració pel espai entre engranatge i placa lateral), ve determinat pel cabal degut al gradient de pressió (terme de Poiseuille) menys l'arrossegat (terme de Couette).

$$Q_s = \left[ \frac{\Delta P e^3}{12 \mu l} - \frac{r \omega e}{2} \right] b \quad (\text{eq. 4.15})$$

El flux turbulent a través d'un orifici (analogia del camí des de la impulsió a la aspiració pels espais entre els pics de les dents i la carcassa o en la zona d'engranat) ve determinat per la fórmula de Torricelli

$$Q_{ST} = C_d S \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho}} \quad (\text{eq. 4.16})$$

on  $C_d$  és el coeficient descàrrega del orifici,  $S$  l'àrea i  $\rho$  la densitat del oli<sup>lviii</sup>. Cal notar que encara que l'Equació 4.15 està definida per a valors del nombre de Reynolds alts, existeix la possibilitat de la seva utilització en règim de transició o laminar. La Figura 4-5 mostra la variació del coeficient de descàrrega en funció del nombre de Reynolds, mostrant a la zona laminar una proporcionalitat amb  $Re^{1/2}$ . Els valors màxims es troben a la zona de transició, tendint al valor de 0.6 amb la turbulència totalment desenvolupada. Amb l'objectiu d'aconseguir expressions per a ser utilitzades en simulacions amb BG, varis autors han cercar expressions analítiques d'aquest comportament, com per exemple Borutzky (94).

<sup>lviii</sup> És molt interessant l'enfoc de Castilla et al. (120), utilitzat per Algar a la seva Tesi Doctoral (113) per a la caracterització del les ranures d'esmoreïment de final de cursa en cilindres hidràulics, de modificar aquesta expressió en el cas que no es tracti d'un flux purament turbulent. El considerar  $\Delta p$  és proporcional a  $Q^2$ , sent 1 un valor entre 1 (totalment laminar) i 2 (totalment turbulent) també serà utilitzada en el Capítol 8 per a millorar la modelització de la bomba.

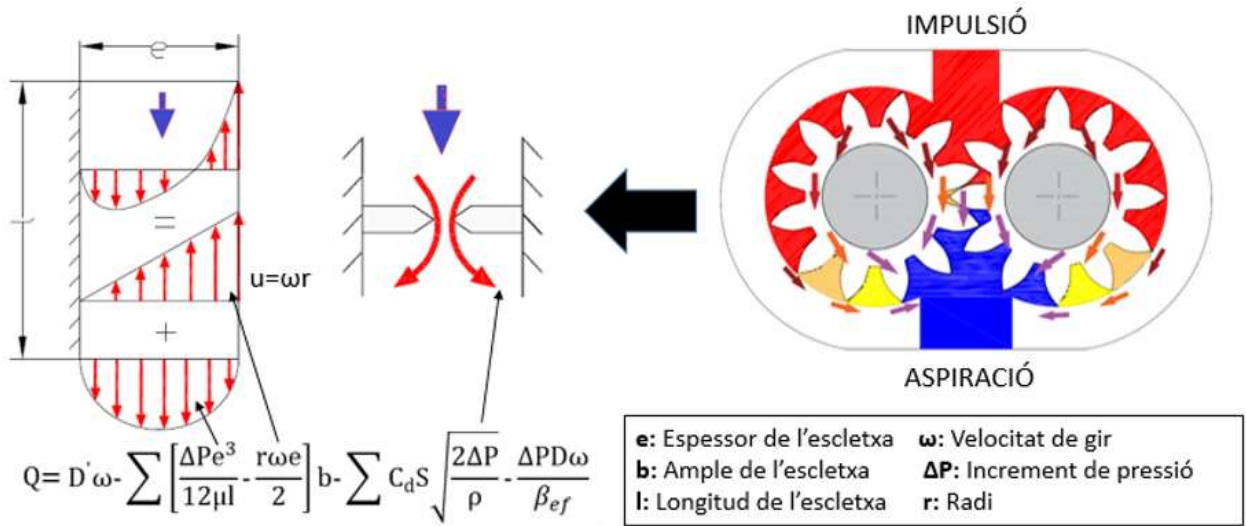


Figura 4-4: Modelització de les fuites en una BE

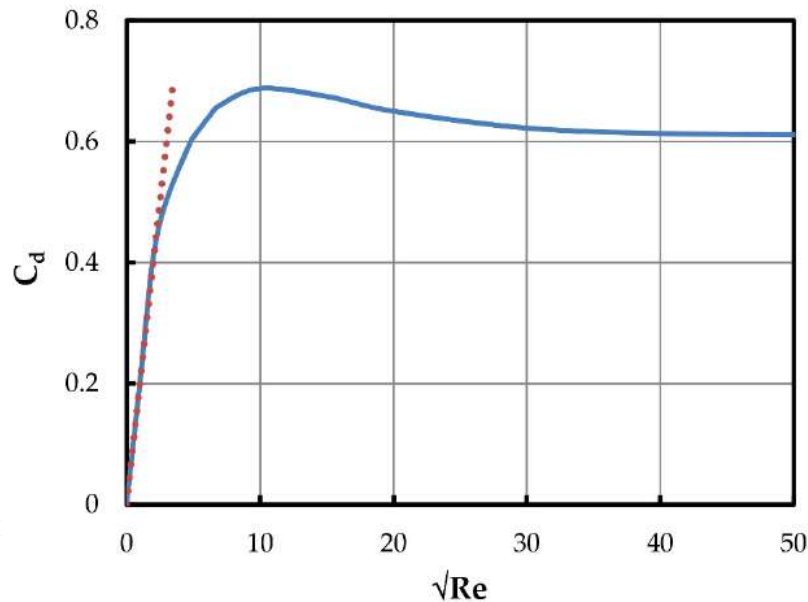


Figura 4-5: Coeficient de descàrrega ( $C_d$ ) versus nombre de Reynolds ( $Re$ )

Font: Merritt (95)

L'espessor de la pel·lícula d'oli entre l'engranatge i la placa lateral és variable (compensació del joc axial), de la mateixa manera que l'espai entre la punta de les dents i la carcassa (la pressió fa desplaçar l'eix de la bomba i la placa lateral cap a la zona d'aspiració). Les toleràncies de fabricació també determinen els "diàmetres dels orificis" on es produeixen les fuites turbulentes, no depenent directament de la mida de la bomba, o sigui, del seu desplaçament volumètric. Augmentant el desplaçament volumètric dins d'un grup<sup>lix</sup> de bombes incrementant l'amplada de les dents, no es varien els camins de fuites. Aquest tema ja va ser tractat per Schloesser (31) de manera extensa, i s'utilitzarà el seu model de fuites turbulentes lleugerament modificat.

<sup>lix</sup> Dins d'un grup de bombes, o sigui, amb el mateix dentat, s'augmenta el desplaçament volumètric augmentant l'amplada del dentat.

El cabal comprimit està definit per

$$Q_C = \frac{\Delta V_C}{\Delta t} \quad (\text{eq. 4.17})$$

on  $\Delta V_C$  és la reducció per compressió del volum  $V_0$  impulsat per la bomba en un  $\Delta t$ .

$$\Delta V_C = -\Delta P \frac{V_0}{\beta} \quad (\text{eq. 4.18})$$

sent  $\beta$  el mòdul de compressibilitat del oli<sup>lx</sup>. El volum teòric impulsat per la bomba durant un  $\Delta t$  serà

$$V_0 = D\omega\Delta t \quad (\text{eq. 4.19})$$

i per tant

$$Q_C = -\frac{\Delta P D \omega}{\beta} \quad (\text{eq. 4.20})$$

on el signe negatiu únicament indica que disminueix al augmentar la pressió, i per tant, s'ha de restar al cabal volumètric teòric de la unitat. El valor de  $\beta$  hauria d'incloure els efectes de gasos dissolts en l'oli, i ha estat calculat experimentalment en el Capítol 5. Com a valor de referència es prendrà 1400 MPa (14000 bar), aproximadament el valor de la majoria d'olis oleohidràulics en les condicions del assaig<sup>lxi</sup>.

Per tant el cabal real vindrà determinat per

$$Q = D\omega - \sum Q_S - \sum Q_{ST} - Q_C \quad (\text{eq. 4.21})$$

Per formalitzar el model,

$$\sum Q_S = \sum \left[ \frac{\Delta P e^3}{12\mu l} - \frac{r\omega e}{2} \right] b \quad (\text{de totes les vies de fuites laminars}) \quad (\text{eq. 4.22})$$

$$\sum Q_{ST} = \sum C_d S \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (\text{de totes les vies de fuites turbulentes}) \quad (\text{eq. 4.23})$$

$$Q_C = \frac{\Delta P D \omega}{\beta} \quad (\text{eq. 4.24})$$

Es realitzen les següents observacions:

- El segon terme de l'Equació 4-22 correspon al volum arrossegat per les superfícies en moviment cap a la impulsió, com representa el seu signe negatiu. Per tant, segons l'assaig ISO 8426, es considera part del *desplaçament volumètric real*. La bomba, no només desplaça volums, sinó que també n'arrossega. Aquest desplaçament volumètric real, considerant  $D_g$  el geomètric calculat en el Capítol 3, vindria a ser

<sup>lx</sup> És la inversa del coeficient de compressibilitat. Ens referim a mòdul de compressibilitat isotèrmic quan la compressió considerada en l'Equació 4.17 es realitza a temperatura constant, o sigui, de manera lenta. Quan és ràpida, es pot suposar com un procés adiabàtic, i per tant seria més adient utilitzar el denominat mòdul de compressibilitat adiabàtic. Com ordre de magnitud, el mateix oli mineral a 60 °C i 100 bar pot tenir un valor de 1400 MPa del primer i 1600 MPa del segon.

<sup>lxi</sup> Concretament la norma ISO 4409 indica la utilització del "mòdul de compressibilitat isotèrmic secant", donat que l'assaig es realitza amb maniobres lentes de compressió i descompressió. Però per a la simulació de cicles amb alta dinàmica, és aconsellable la utilització del "mòdul de compressibilitat adiabàtic", ja que un augment de la temperatura del oli per una pujada sobtada de la pressió és esperable. Una font per ampliar aquests conceptes i constatar la dependència dels seus valors amb la pressió, la temperatura i l'aire dissolt és l'article de Darko i Milovanovic (130), on es mostra la possibilitat d'errors considerables al considerar-los constants.



$$D = D_g + \sum \frac{r\omega e}{2} b \quad (\text{eq. 4.25})$$

- Sobre el terme  $\frac{e^3}{l}b$ , tot i tenir les mateixes dimensions que  $D$ , no es proporcional al desplaçament volumètric en molts casos, com ja s'ha comentat.  $e$  ve determinat principalment per l'espessor entre placa lateral i engranatge,  $b$  vindria a ser aproximadament la suma de diàmetres primitius, mentre que  $l$  vindria determinada per la longitud entre la impulsió i la aspiració, aproximadament el diàmetre primitiu. Per tant, si s'augmenta el desplaçament de la bomba augmentant l'ample del dentat, mantenint el seu mòdul, el producte  $\frac{e^3}{l}b$  seran els mateixos. Només es podria arribar a considerar proporcional si el desplaçament de la bomba canvia modificant el mòdul del dentat. En tot cas, la majoria d'autors que han cercat un model amb significat físic de les fuites de les bombes han realitzat la següent definició

$$\sum \frac{\Delta P e^3 b}{12\mu l} = C_s \frac{\Delta P D}{\mu} \quad (\text{eq. 4.26})$$

on  $C_s$  és el *coeficient de fuites laminars*, paràmetre adimensional amb el que es modelitzarà el funcionament de la bomba.

- Sobre el terme  $C_d S \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}$ , pocs autors l'han tingut en compte. Al venir determinada la superfície dels "orificis" pel seu diàmetre al quadrat, passarà a dins a l'arrel com diàmetre a la quarta. Tenint en compte que  $d^3$  és proporcional a  $D^{\text{lxi}}$ ,

$$\sum C_d S \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} = \sum C_d \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} = \sum C_d \frac{\pi}{4} \sqrt{\frac{2\Delta P d^4}{\rho}} = C_{ST} \sqrt{\frac{2\Delta P D^{\frac{4}{3}}}{\rho}} \quad (\text{eq. 4.27})$$

on  $C_{ST}$  és el *coeficient de fuites turbulentes*, terme adimensional amb el que es modelitzarà el funcionament de la bomba.

Esmentar que la transformació l'Equació 4.26 i la 4.27, com altres del següent apartat, estan inspirades en l'anàlisi dimensional<sup>lxiii</sup> el qual també serà utilitzat i explicat en el Capítol 7. Mitjançant aquesta tècnica es pot aplicar semblança geomètrica si hi ha proporcionalitat entre les dimensions bàsiques del fenomen a estudiar, raó per la qual es pot substituir l'efecte de dimensions elevades al cub pel desplaçament, el quant té unitats de volum. Aquesta formulació de les pèrdues en funció del desplaçament és àmpliament utilitzada en la modelització de màquines hidrostàtiques com s'ha constatat en l'Estat de Art, tot i que la semblança pugui estar en certs casos bastant qüestionada. Per tant, el model utilitzat en aquesta Tesi per la modelització de les pèrdues volumètriques serà el següent:

<sup>lxii</sup> Schloesser (31) proposa  $D^{\frac{2}{3}}$  en lloc de  $D^{\frac{4}{3}}$ , però com que s'intenta un model amb el màxim significat físic, s'opta per utilitzar l'expressió deduïda. Igualment s'ha de tenir en compte, com en el cas de les fuites laminars, que el paper de la proporcionalitat del desplaçament volumètric vindrà determinat per si s'augmenta la mida de la bomba fent-la més ample o de més diàmetre.

<sup>lxiii</sup> Veure apartat 7.3.4.3 per conèixer la base de la teoria del anàlisi dimensional.

$$Q = D\omega - C_s \frac{\Delta PD}{\mu} - C_{ST} \sqrt{\frac{2\Delta PD^{\frac{4}{3}}}{\rho}} - \frac{\Delta PD\omega}{\beta} \quad (\text{eq. 4.28})$$

#### 4.4.2 Pèrdues mecàniques

Es procedeix de la mateixa manera per analitzar la naturalesa de la fricció viscosa i la coulombiana. S'ha de tenir en compte que en una bomba funcionant correctament, no s'ha de produir trencament de la pel·lícula d'oli, i per tant, no hi ha d'haver-hi fricció colombiana (contacte metall amb metall), ja que hi hauria risc de gripatge de la unitat. Tant en el cas de fuites laminars a través d'una escletxa com en les turbulentes a través d'un orifici, l'oli està sotmès a un cisallament il·lustrat a la Figura 4-6.

Considerant l'equilibri de forces del volum assenyalat

$$[(p + dp) - p]b dy + [(\tau + d\tau) - \tau]b dx = 0 \quad (\text{eq. 4.29})$$

per tant

$$\frac{dp}{dx} = - \frac{d\tau}{dy} \quad (\text{eq. 4.30})$$

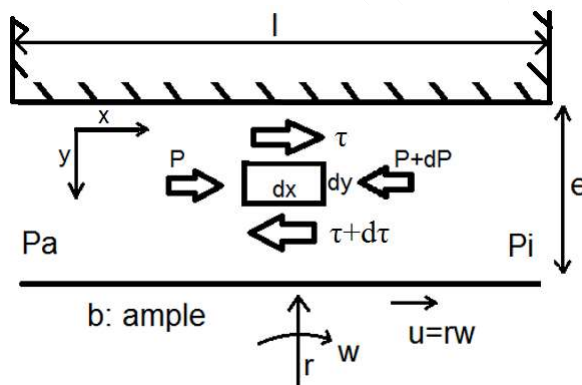


Figura 4-6: Equilibri de les forces hidrodinàmiques en una pel·lícula d'oli

Donat que en el flux entre plaques paral·leles el gradient de pressió en la direcció del fluid és constant, es pot integrar l'expressió anterior de manera que

$$\tau = - \frac{dp}{dx} y + \tau_0 \quad (\text{eq. 4.31})$$

on  $\tau_0$  és la constant de la integració, tensió de cisallament quant  $y=0$ .

Introduint la llei de la viscositat de Newton es relaciona l'esforç de cisallament amb el gradient de velocitat

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} = - \frac{dp}{dx} y + \tau_0 \quad (\text{eq. 4.32})$$

Integrant resulta

$$\mu u = \tau_0 y - \frac{1}{2} \frac{dp}{dx} y^2 + C \quad (\text{eq. 4.33})$$

Les condicions de contorn són  $y = 0, u = 0, i y = e, u = r\omega$ . Per tant ,

$$C = 0 \tag{eq. 4.34}$$

$$\tau_0 = \frac{\mu r \omega}{e} + \frac{1}{2} \frac{dp}{dx} e$$

Considerant que es tracta d'un flux per una esletxa genèrica des de la impulsió a pressió  $P_i$  fins l'aspiració a pressió  $P_a$ , sent  $\Delta P$  la seva diferència,

$$\tau = \frac{dp}{dx} \left( \frac{e}{2} - y \right) + \frac{\mu r \omega}{e} \quad \text{on} \quad \frac{dp}{dx} = \frac{P_a - P_i}{l} = -\frac{\Delta P}{l} \tag{eq. 4.35}$$

en  $y=e$  s'estableix l'esforç per unitat d'amplada i longitud

$$\tau = \frac{\Delta P e}{2l} + \frac{\mu r \omega}{e} \tag{eq. 4.36}$$

Calculant el moment generat per aquest esforç al aplicar-lo a una superfície de longitud  $l$  i ample  $b$ , amb un radi  $r$

$$T_{rh} = \sum \frac{\Delta P e b r}{2} + \sum \frac{\mu r^2 \omega l b}{e} \tag{eq. 4.37}$$

Es realitzen les següents observacions:

- Podem observar que el primer terme és únicament depenent de la pressió de treball de la bomba, però s'ha extret de les forces hidrostàtiques que s'han de vèncer al girar la bomba, hi hagi o no fricció colombiana. Bastants autors assenyalen aquest terme no depenent de la velocitat de rotació com conseqüència de la fricció colombiana, però existeix encara que no es trenqui la pel·lícula d'oli.
- Si suposem que en algun moment es produeix un trencament de la pel·lícula d'oli, de manera que es produeix contacte metall amb metall tal com mostra la Figura 4-7, la força normal vindria donada per  $N = \Delta P b l$ , i calculant el moment de fricció quedaria

$$T_K = \sum \mu_k \Delta P b l r \tag{eq. 4.38}$$

O sigui, que tant la fricció deguda a les forces hidrodinàmiques com les pròpiament coulombianes tenen un terme depenent de la pressió de treball, no sent possible diferenciar-los.

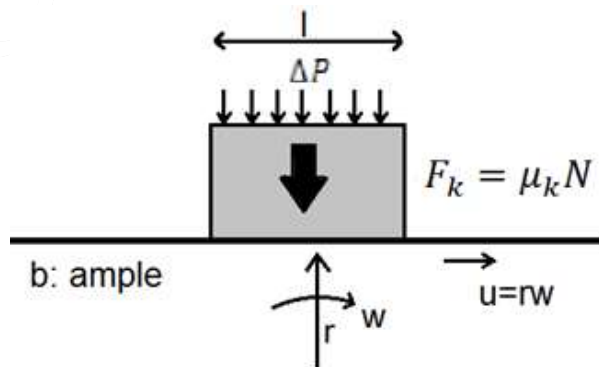


Figura 4-7: Força de fricció coulombiana

Amb aquestes consideracions podem escriure

$$T_i = \Delta P D \tag{eq. 4.39}$$

$$T_V = \sum \frac{\mu r^2 \omega l b}{e} = C_V \mu \omega D \quad (\text{eq. 4.40})$$

$$T_F = \sum \frac{\Delta P e b r}{2} + \sum \mu_k \Delta P b l r = C_F \Delta P D \quad (\text{eq. 4.41})$$

$$T = T_i + T_V + T_F \quad (\text{eq. 4.42})$$

on  $C_V$  és el *coeficient de fricció viscosa*,  $T_V$  el parell de fricció viscosa (depenent de la velocitat de gir i de la viscositat),  $C_F$  el *coeficient de fricció coulombiana*, i  $T_F$  el parell de fricció coulombiana (depenent de la pressió).

Observar que es pot realitzar la mateixa consideració que en l'apartat anterior sobre la utilització de l'anàlisi dimensional. Per tant, finalment el model de pèrdues mecàniques quedaria

$$T = \Delta P D + C_V \mu \omega D + C_F \Delta P D \quad (\text{eq. 4.43})$$

Esmentar que l'argumentació que ens ha dut a aquesta expressió parteix de la hipòtesis que el parell entregat al eix de la bomba s'utilitza per realitzar un gradient de pressió entre l'aspiració i la impulsió per una part, i per vèncer la fricció per una altra. Ara bé, el flux també ha de vèncer les pèrdues de pressió des de l'aspiració a la zona de desengranat i des de la zona d'engranat a la impulsió<sup>lxiv</sup>. Considerant aquestes zones com una singularitat per a simplificar, la pèrdua de pressió interna en conductes  $\Delta P_c$  seria proporcional al cabal al quadrat, sent el cabal el producte de la velocitat angular pel desplaçament volumètric. Per tant, tenint en compte un coeficient de fricció en conductes  $C_c$

$$\Delta P_c = C_c (\omega D)^2 \quad (\text{eq. 4.44})$$

Sent el parell necessari per fer fluir l'oli pels conductes

$$T_c = C_c (\omega D)^2 D = C_c \omega^2 D^3 \quad (\text{eq. 4.45})$$

Per tant, l'expressió final del parell entregat al eix quedaria

$$T = \Delta P D + C_V \mu \omega D + C_F \Delta P D + C_c \omega^2 D^3 \quad (\text{eq. 4.46})$$

Aquesta es la raó per la qual sovint al *rendiment mecànic* també se'l anomena *hidromecànic*, ja que inclou les pèrdues per arrossegar el fluid pels conductes de la bomba. Ara bé, en les BE en general, i en la de referència en particular, la distància entre l'aspiració i la impulsió i els engranatges és mínima, amb un recorregut recte, sense canvis de sentit bruscos com succeeix per exemple en bombes de pistons. Per tant les pèrdues de pressió internes es poden considerar negligibles. Això, i la dificultat de separar cadascun del termes en l'experimentació, fa que el model utilitzat en aquesta Tesi sigui el de l'Equació 4.43.

#### 4.4.3 Obtenció dels coeficients de pèrdues. Parametrització.

En les expressions 4.28 i 4.43 per quantificar el cabal i el parell d'una bomba oleohidràulica respectivament, hi intervenen a part del desplaçament volumètric quatre paràmetres anomenats coeficients de pèrdues. Per poder-los utilitzar en tot el rang de funcionament de la bomba cal tenir en compte el canvi

---

<sup>lxiv</sup> Es podria parlar de elements de bombeig si volguéssim generalitzar per totes les BDVP

dels coeficients de pèrdues amb la pressió i la velocitat de gir, ja que reflectiran les variacions de la geometria interna de la unitat.

#### 4.4.3.1 Càlcul del coeficient de fuites laminars $C_S$

Es pot considerar segons l'Equació 4.28 que tant les fuites turbulentes com les pèrdues volumètriques degudes a la compressibilitat del oli no depenen de la temperatura (viscositat), només en depenen les fuites laminars. Per tant, havent obtingut segons ISO 4409 el cabal a  $\theta_1=22$  °C i a  $\theta_2=60$  °C, la diferència a la mateixa pressió i velocitat serà deguda només a la variació de les fuites laminars, podent calcular el coeficient de fuites laminars de la següent manera.

$$q_{v,\theta_1}^p = \omega D - C_S \frac{\Delta PD}{\mu_1} - C_{ST} \sqrt{\frac{2\Delta PD^{\frac{4}{3}}}{\rho}} - \frac{\Delta P \omega D}{\beta} \quad (\text{eq. 4.47})$$

$$q_{v,\theta_2}^p = \omega D - C_S \frac{\Delta PD}{\mu_2} - C_{ST} \sqrt{\frac{2\Delta PD^{\frac{4}{3}}}{\rho}} - \frac{\Delta P \omega D}{\beta} \quad (\text{eq. 4.48})$$

$$q_{v,\theta_1}^p - q_{v,\theta_2}^p = C_S \Delta PD \left( \frac{1}{\mu_2} - \frac{1}{\mu_1} \right) \quad (\text{eq. 4.49})$$

$$C_S = \frac{q_{v,\theta_1}^p - q_{v,\theta_2}^p}{\Delta PD \left( \frac{1}{\mu_2} - \frac{1}{\mu_1} \right)} \quad (\text{eq. 4.50})$$

#### 4.4.3.2 Càlcul del coeficient de fuites turbulentes $C_{ST}$

El cabal de fuites turbulentes s'avalua restant del cabal mesurat el de fuites laminars i les pèrdues per compressibilitat, calculat aquest darrer segons l'Equació 4.24.

$$Q_{ST} = q_{v,\theta}^p - Q_S - Q_C \quad (\text{eq. 4.51})$$

sent el coeficient de fuites turbulentes

$$C_{ST} = \frac{Q_{ST}}{\sqrt{\frac{2\Delta PD^{\frac{4}{3}}}{\rho}}} \quad (\text{eq. 4.52})$$

#### 4.4.3.3 Càlcul coeficient de fricció viscosa $C_V$

La fricció coulombiana no depèn de la temperatura, només en depèn la fricció viscosa. Per tant, havent obtingut segons ISO 4409 el parell a  $\theta_1=22$  °C i a  $\theta_2=60$  °C, podem calcular el coeficient de fricció viscosa de la següent manera.

$$T_{\theta_1}^p = \Delta PD + C_V \mu_1 \omega D + C_F \Delta PD \quad (\text{eq. 4.53})$$

$$T_{\theta_2}^p = \Delta PD + C_V \mu_2 \omega D + C_F \Delta PD \quad (\text{eq. 4.54})$$

$$T_{\theta_1}^p - T_{\theta_2}^p = C_V (\mu_1 - \mu_2) \omega D \quad (\text{eq. 4.55})$$

$$C_V = \frac{T_{\theta_1}^p - T_{\theta_2}^p}{(\mu_1 - \mu_2)\omega D} \quad (\text{eq. 4.56})$$

#### 4.4.3.4 Càlcul del coeficient de fricció coulombià $C_F$

Ara ja es pot procedir a trobar la fricció coulombiana com la resta entre el mesurat i el viscos, per a cada punt de funcionament definit per pressió  $p$ , velocitat de gir  $\omega$ , i temperatura  $\theta$ .

$$T_F = T - T_V \quad (\text{eq. 4.57})$$

sent el coeficient de fricció colombià

$$C_F = \frac{T_F}{\Delta PD} \quad (\text{eq. 4.58})$$

## 4.5 Resultats

Tot seguit es presenten els resultats de la determinació del desplaçament volumètric segons ISO 8426: 1988, els quals es presenten tant gràficament com mitjançant valors numèrics tal com recomana la norma. A partir del valor de  $14.7 \text{ cm}^3$  es procedeix a determinar les característiques en règim permanent, i finalment, a partir d'aquestes dades, es determinen amb la metodologia explicada anteriorment els paràmetres que seran utilitzats per modelitzar el funcionament de la bomba, o sigui, els coeficients de pèrdues  $C_s$ ,  $C_{st}$ ,  $C_V$  i  $C_F$ . Es mostra la seva evolució respecte la pressió i la velocitat de gir, i es mostren a la finalització d'aquest apartat com s'avaluen en les pèrdues volumètriques el percentatge de fuites laminars, turbulentes o de pèrdues per compressibilitat, i com s'avaluen en la fricció de la bomba el percentatge de fricció viscosa i fricció coulombiana. En el Capítol 8 es treballarà amb correlacions polinòmiques dels coeficients de pèrdues amb la pressió, les quals no s'ha cregut convenient presentar-les en aquest capítol, ja que només es realitzaran a les velocitats de gir de la bomba a les quals es realitzaran les proves de camp.

La norma ISO 4409:1986 proposa la presentació del cabal, el parell i la potència d'accionament de la bomba en funció de la pressió a distintes velocitats de gir, així com en funció de la velocitat a distintes pressions. El mateix s'ha realitzat amb els coeficients de pèrdues. Això comporta una gran quantitat de gràfics, alguns dels quals aporten informació redundat a efectes de la modelització. Per aquesta raó s'han suprimit d'aquest capítol i han estat presentats en l'Annex A.

### 4.5.1 Desplaçament volumètric segons ISO 8426:1988

Temperatura: 22 °C Pressió imp.: 12.5 bar			Temperatura: 60 °C Pressió imp.: 12.5 bar		
VEL(rpm)	CABAL (l/min)	DES.VOLUM. (cm <sup>3</sup> )	VEL(rpm)	CABAL (l/min)	DES.VOLUM. (cm <sup>3</sup> )
600	8.56		600	8.85	
800	11.60	15.20	800	11.85	14.97
1000	15.51	14.52	1000	14.93	15.40
1200	17.47	14.81	1200	17.89	14.78
1400	20.41	14.71	1400	20.85	14.83
1600	23.34	14.64	1600	23.87	15.11
1800	26.31	14.81	1800	26.82	14.73
2000	29.18	14.36	2000	29.70	14.36
2200	32.18	14.98	2200	32.58	14.42
2400	35.17	14.97	2400	35.48	14.48
2600	38.08	14.54	2600	38.39	14.54
Desplaçament mig: 14.76 cm <sup>3</sup> Desplaçament màxim: 15.20 cm <sup>3</sup>			Desplaçament mig: 14.77 cm <sup>3</sup> Desplaçament màxim: 15.40 cm <sup>3</sup>		

Taula 4-6: Resultats numèrics del assaig ISO 8426:1988

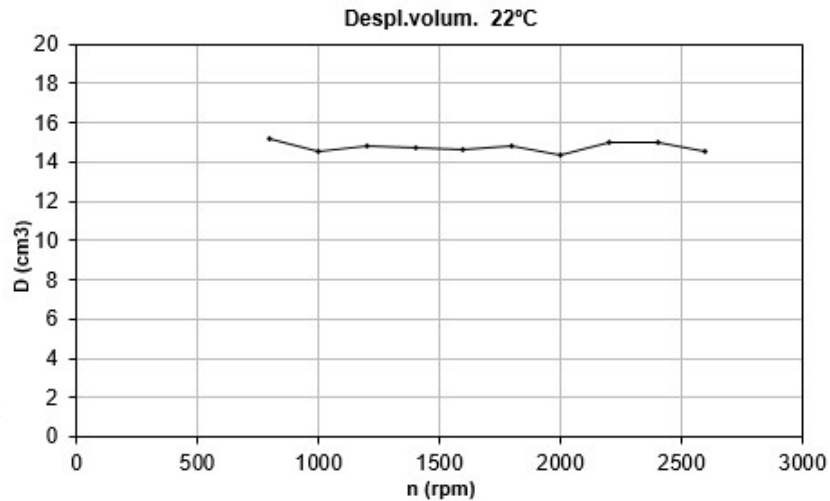


Figura 4-8: Resultats gràfics del assaig ISO 8426:1988 (22°C)

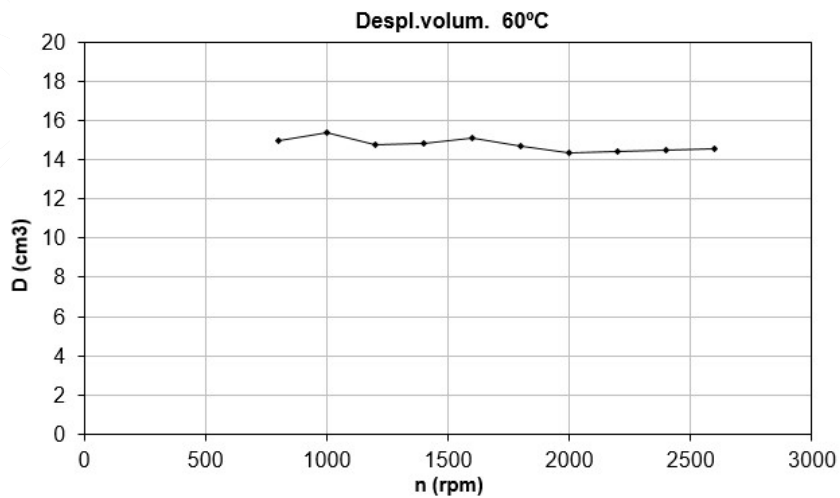


Figura 4-9: Resultats gràfics del assaig ISO 8426:1988 (60°C)

### 4.5.2 Característiques en règim permanent segons ISO 4409:1986

#### 4.5.2.1 Assaigs a 22 °C

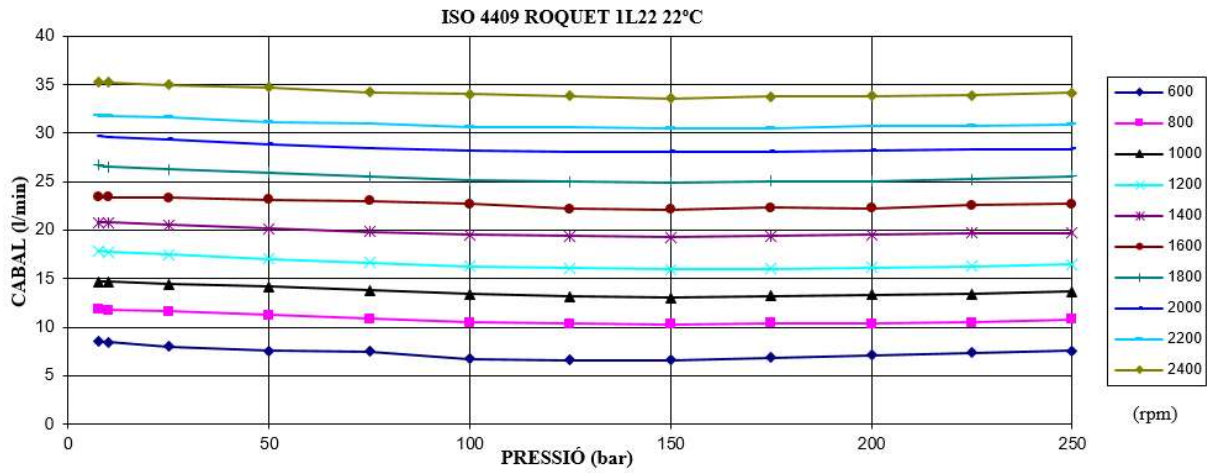


Figura 4-10: Cabal versus Pressió (22 °C)

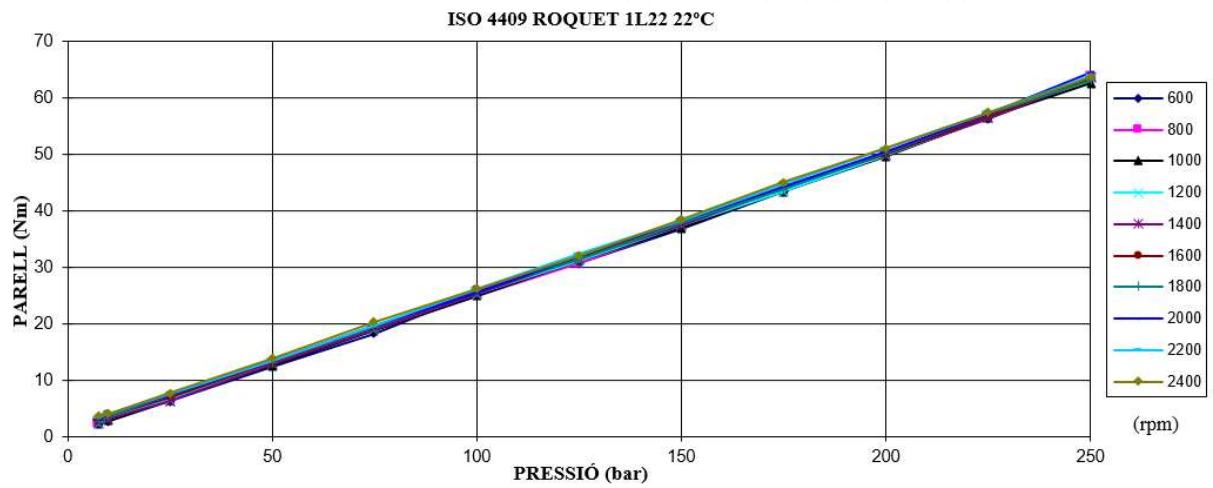


Figura 4-11: Parell versus Pressió (22 °C)

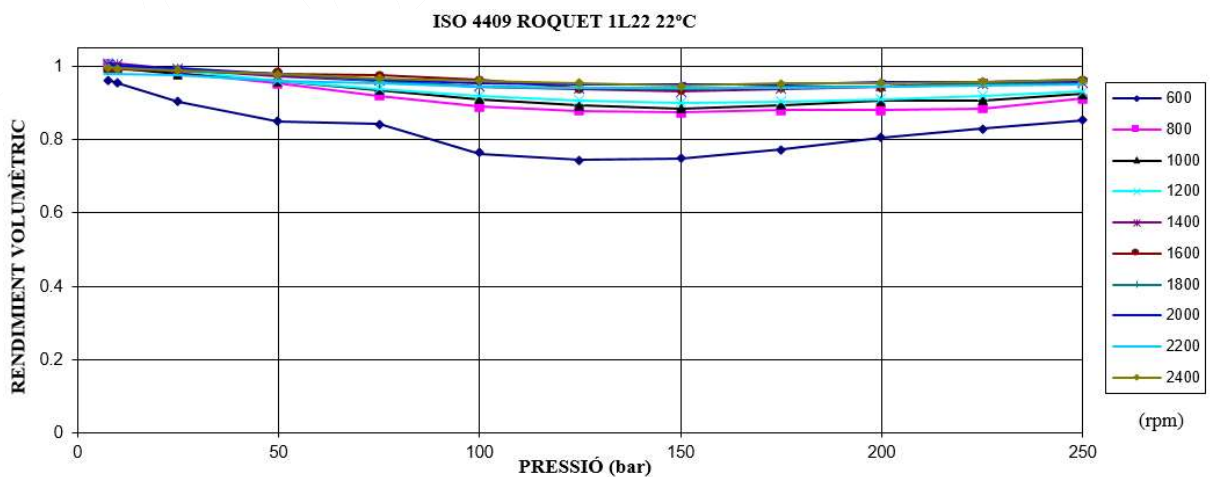


Figura 4-12: Rendiment volumètric versus Pressió (22 °C)



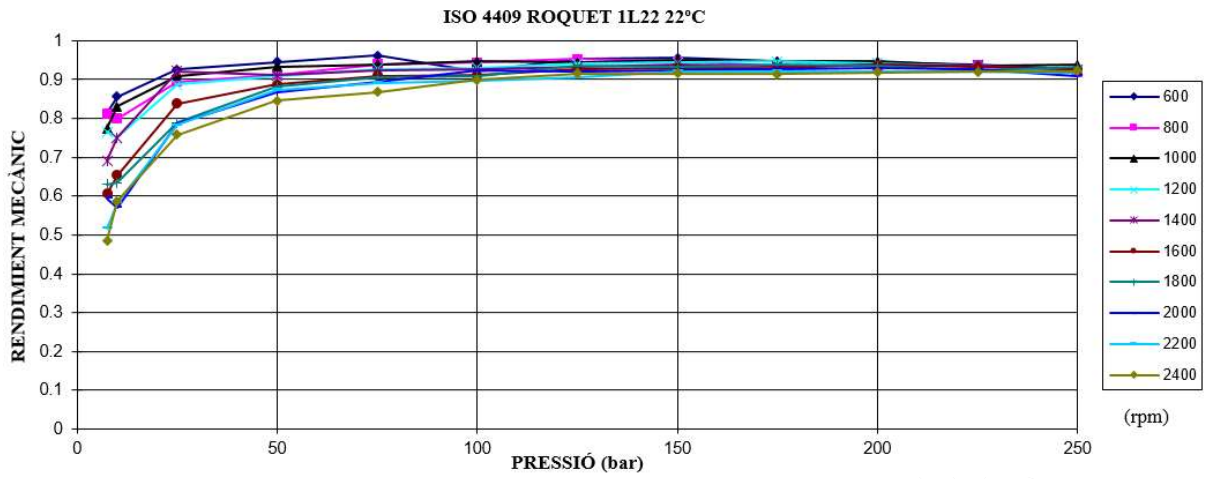


Figura 4-13: Rendimento mecànic versus Pressió (22 °C)

4.5.2.2 Assaigs a 60 °C

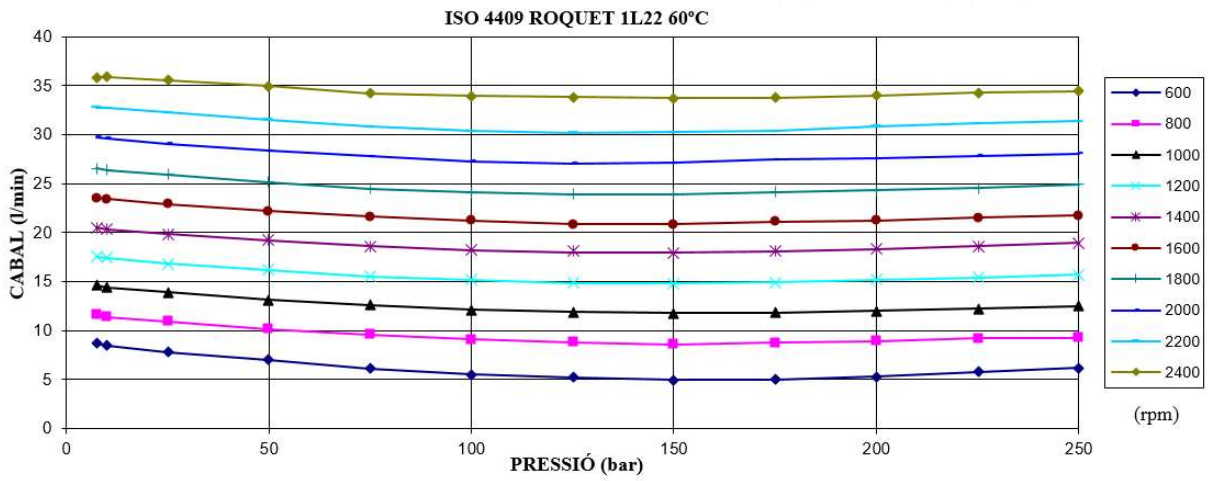


Figura 4-14: Cabal versus Pressió (60 °C)

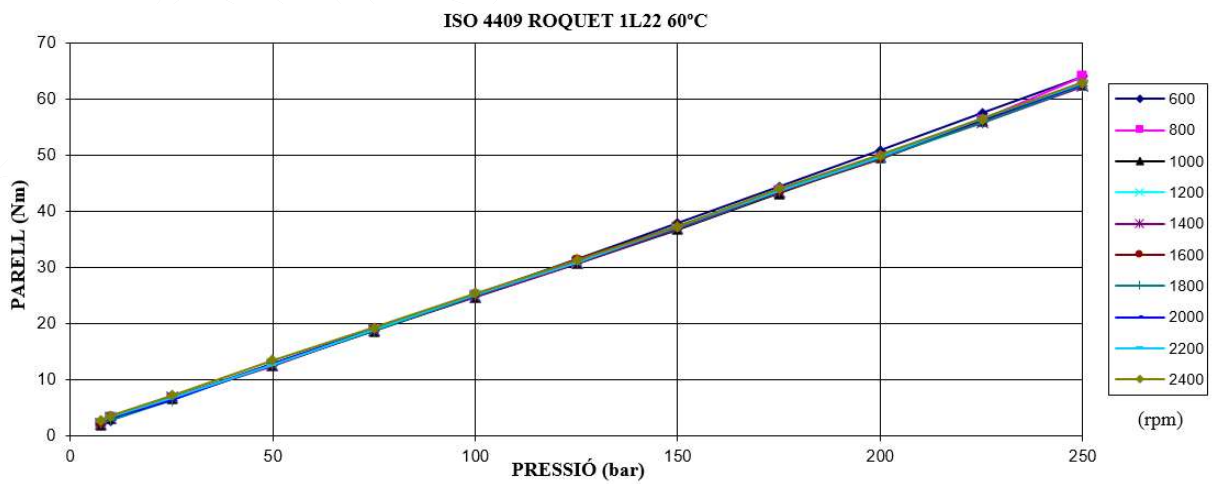


Figura 4-15: Parell versus Pressió (60 °C)

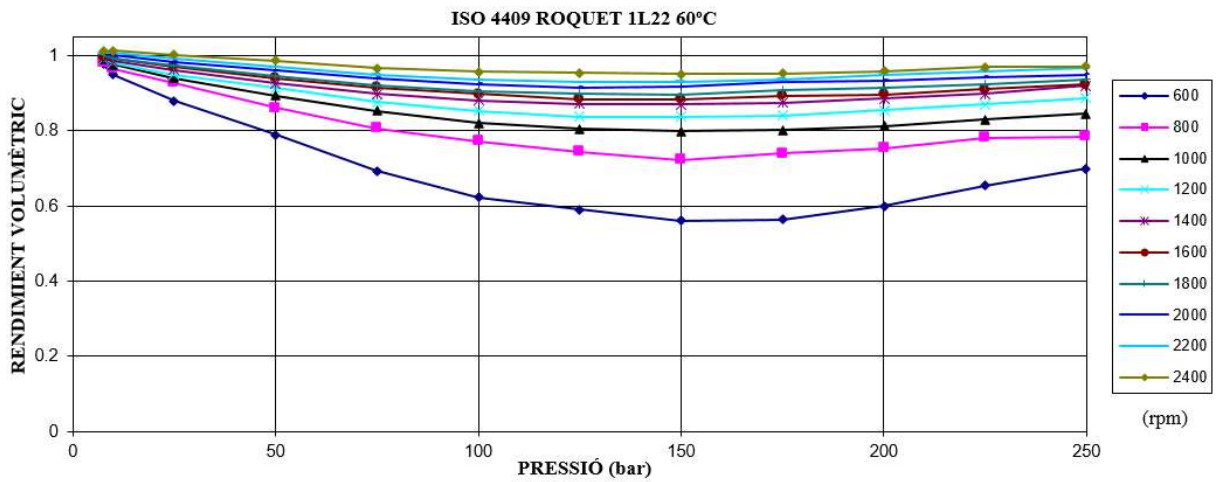


Figura 4-16: Rendiment volumètric versus Pressió (60 °C)

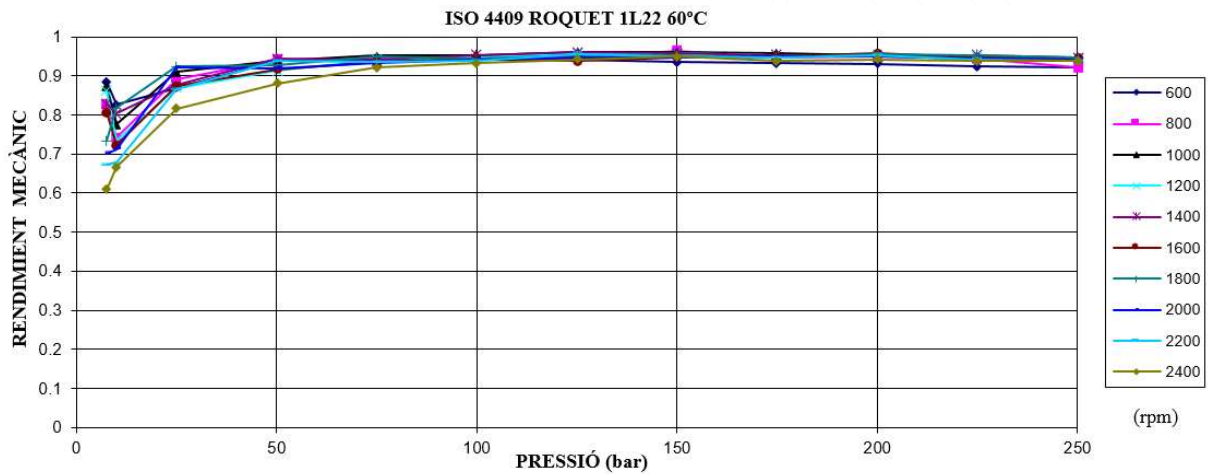


Figura 4-17: Rendiment mecànic versus Pressió (60 °C)

### 4.5.3 Modelització de les pèrdues

Citant Toet et al. (34), “However, because of the kinematic uncertainty of the pumps and motors at low pressures, measurements in this pressure range are difficult, so that the Wilson method does not lead to useful results” i “Because of the uncertainty of the stroke volume with small pressure differences, the same objections apply here as in the Wilson method”. Els coeficients de pèrdues a baixes velocitats i pressions no segueix un model concret, mostrant els resultats unes aleatorietats que no són atribuïbles a la falta de precisió de la instrumentació amb senyals baixes. La compensació de jocs interns no funciona amb repetibilitat fins a pressions per sobre de 25 bar, i el règim òptim de lubricació no s’assoleix a velocitats lentes. Per això es creu convenient no utilitzar les dades dels coeficients de pèrdues a baixes pressions alhora d’establir el model, el qual ha de ser utilitzar en el Capítol 8 per simular el comportament de la bomba en cicles reals de funcionament. Per exemple el rendiment mecànic de la Figura 4-17 mostra algunes caigudes sobtades al passar de 7.5 a 10 bar, indicant que a 7.5 bar possiblement la placa estigui enganxada a la carcassa i l’espessor del espai entre les plaques i els engranatges sigui elevat, i sobtadament, passa a flotar i a realitzant la tasca per la qual ha estat concebuda. El rendiment volumètric a penes es veu afectat,

ja que tot i que la separació entre engranatge i placa deu ser superior a 7.5 bar respecte a 10 bar, la poca pressió de treball fa que les fuites no varin considerablement.

En la Figura 4-19 s'observa com a 10 bar el comportament del coeficient de fuites laminars i turbulentes no segueixen el comportament regular que es manifesta a pressions superiors, de la mateixa manera que el coeficient de fricció viscosa i coulombiana manifesten un comportament un tant aleatori en les Figures 4-43 i 4-49 respectivament.

Sobre aquests fenòmens es profunditzarà més en el Capítol 7, explicant que bona part d'aquesta aleatorietat es deu a la histèresis en el moviment de la placa lateral. Tot que se'n expliquen les causes, cap model pot dependre de resultats aleatoris en condicions operatives a les quals rarament treballarà la bomba.

#### 4.5.3.1 Pèrdues volumètriques

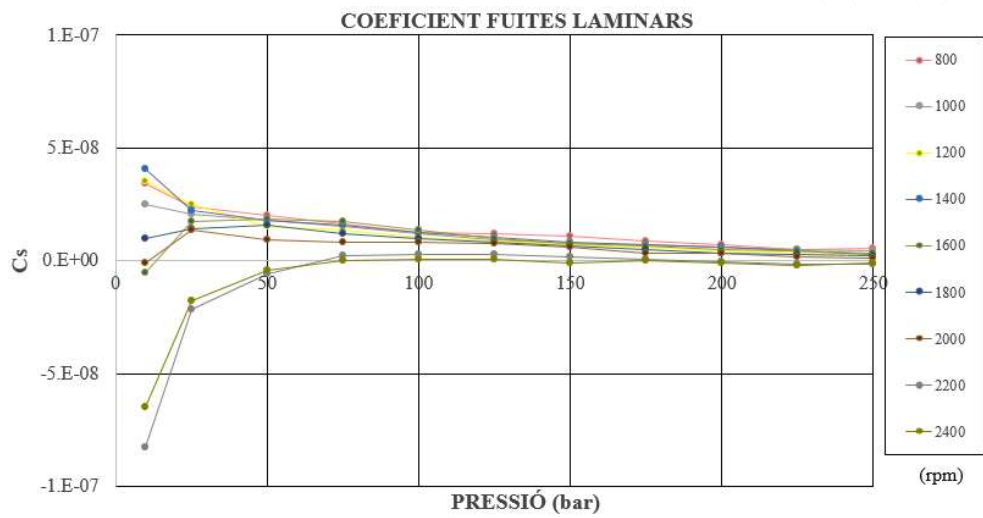


Figura 4-18: Coeficient de fuites laminars versus Pressió

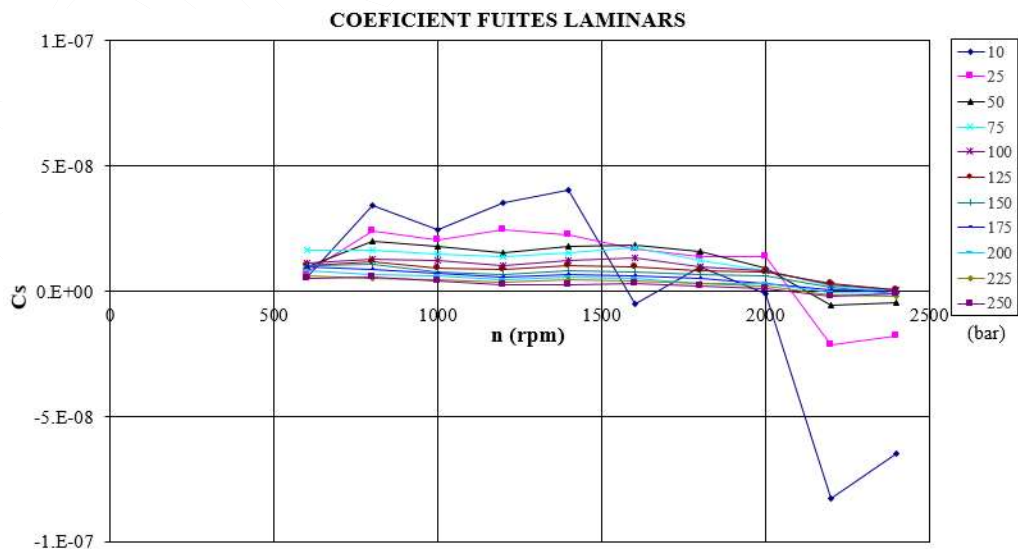


Figura 4-19: Coeficient de fuites laminars versus Velocitat de gir

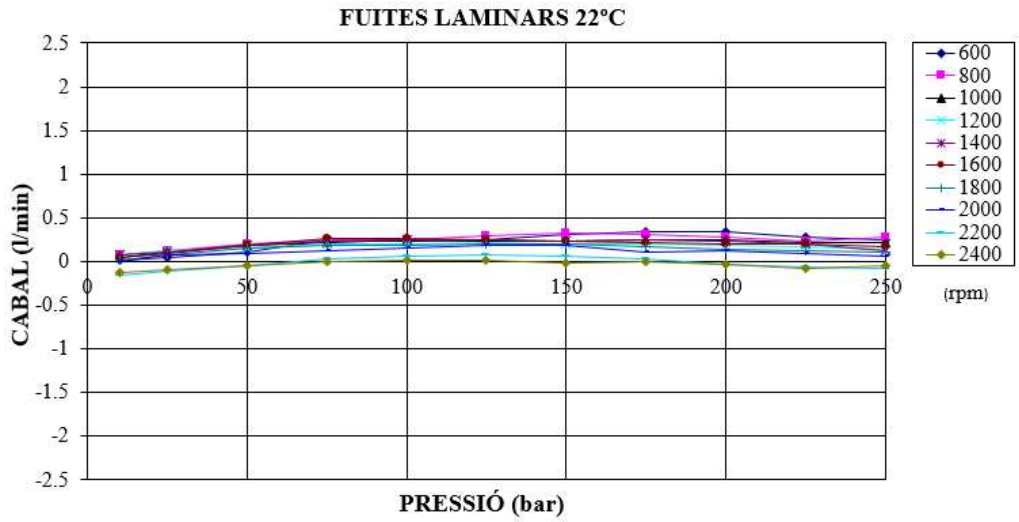


Figura 4-20: Fuites laminars versus Pressió (22 °C)

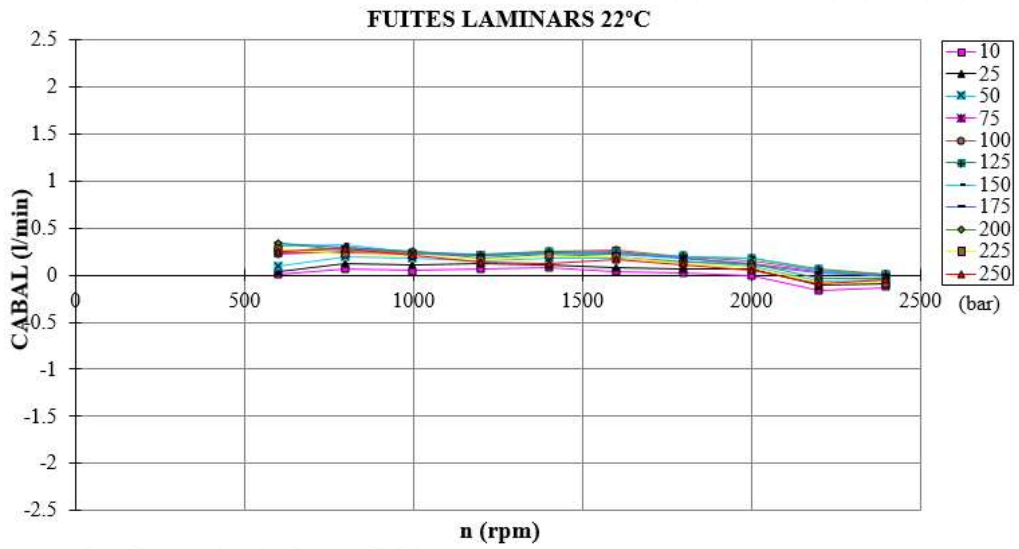


Figura 4-21: Fuites laminars versus Velocitat de gir (22 °C)

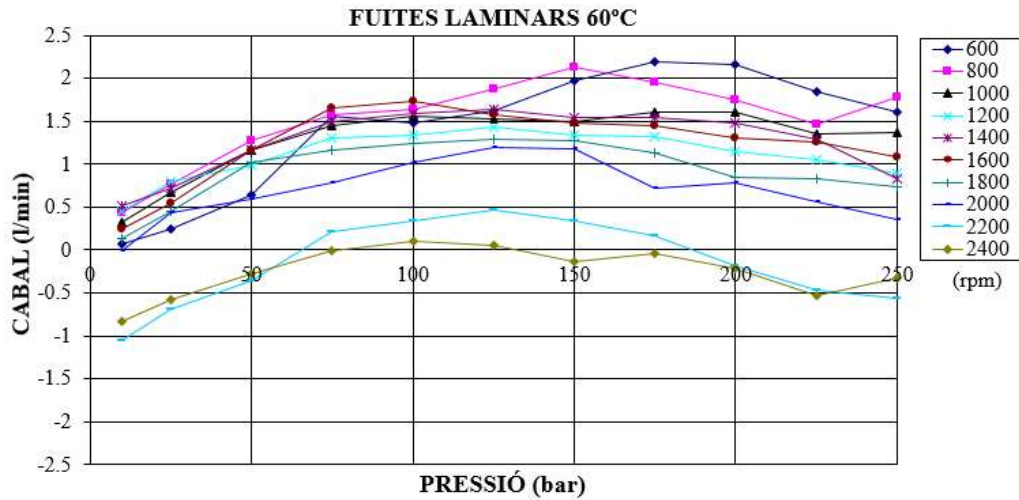


Figura 4-22: Fuites laminars versus Pressió (60 °C)

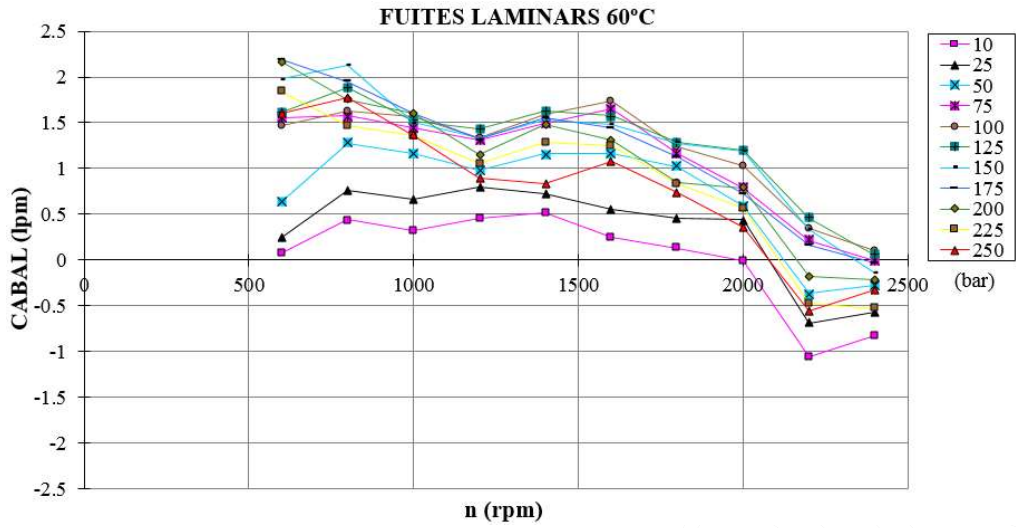


Figura 4-23: Fuites laminars versus Velocitat de gir (60 °C)

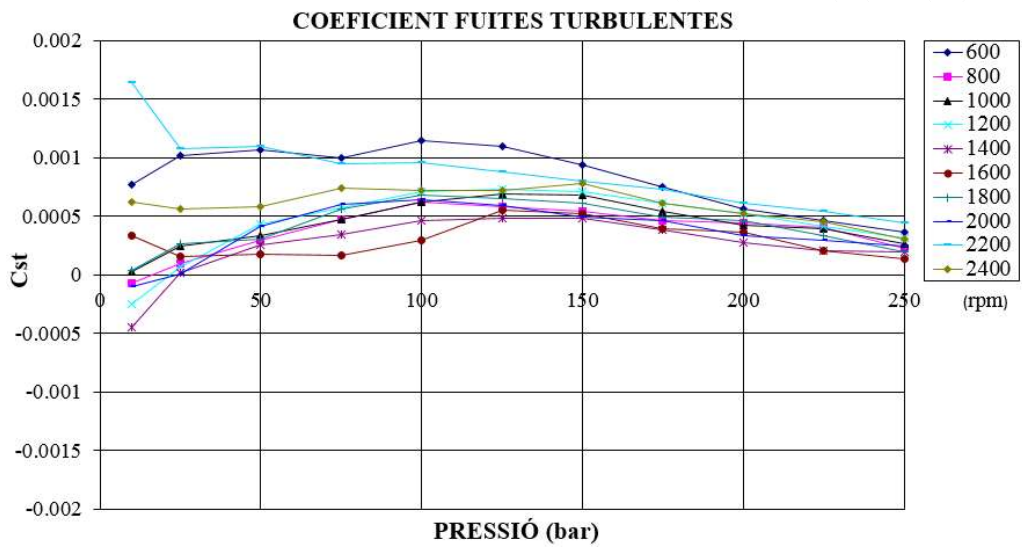


Figura 4-24: Coeficient de fuites turbulentes versus Pressió

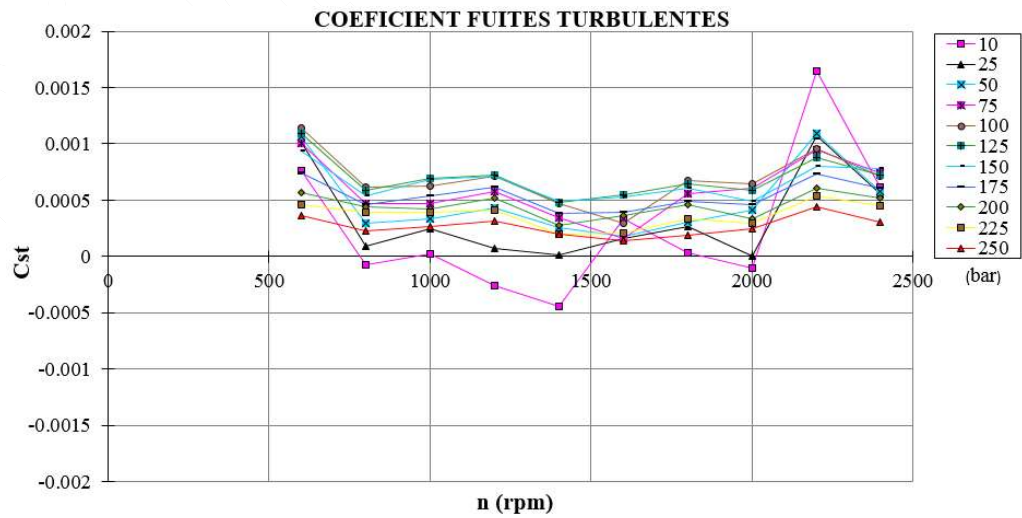


Figura 4-25: Coeficient fuites turbulentes versus Velocitat de gir



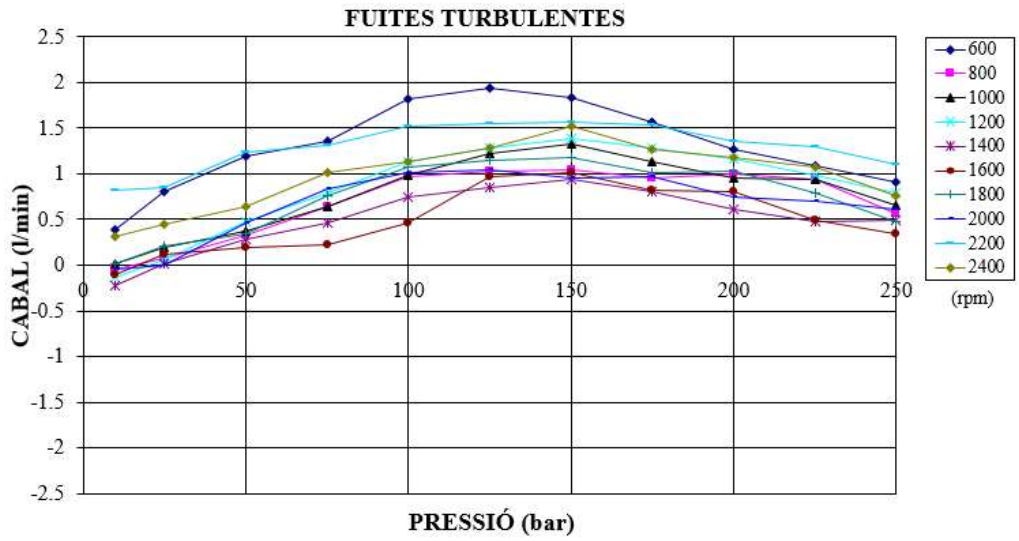


Figura 4-26: Fuites turbulentes versus Pressió

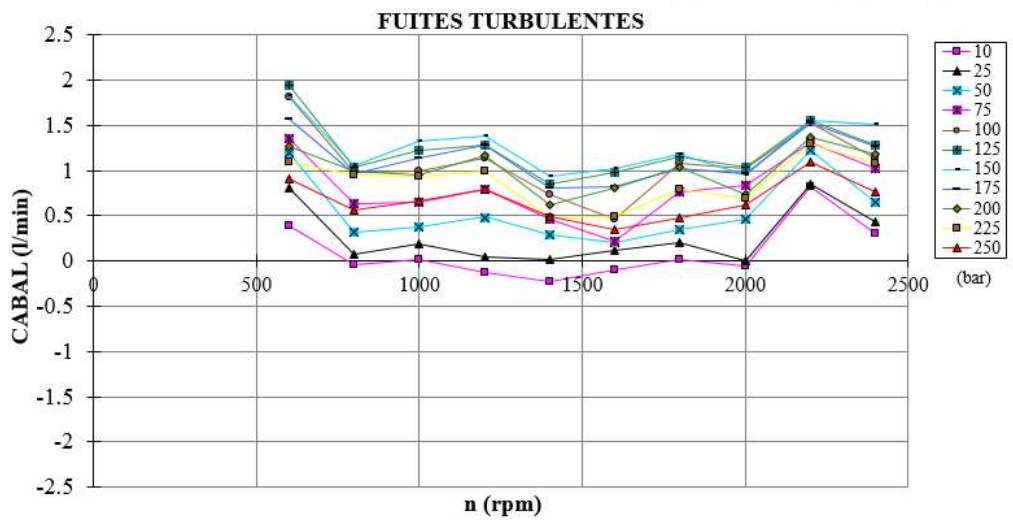


Figura 4-27: Fuites turbulentes versus Velocitat de gir

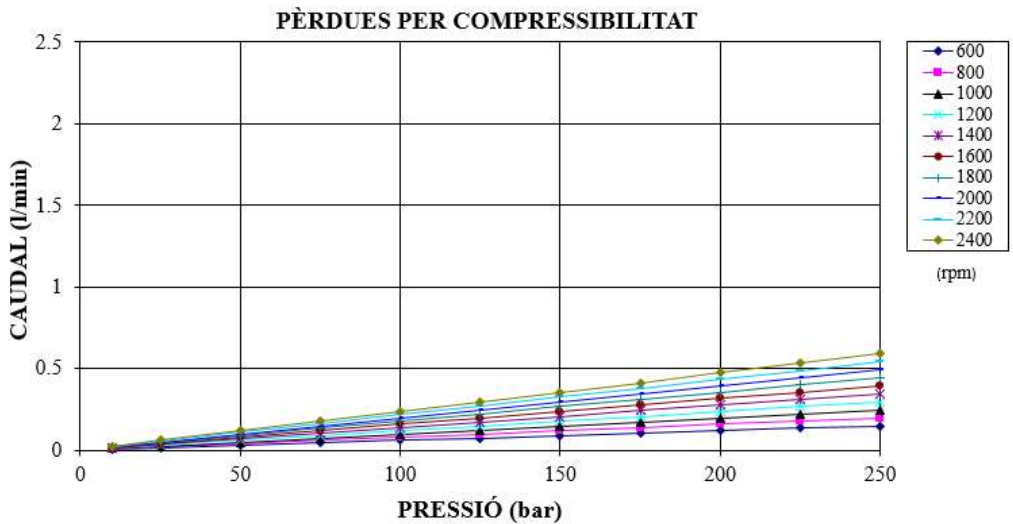


Figura 4-28: Pèrdues per compressibilitat versus Pressió

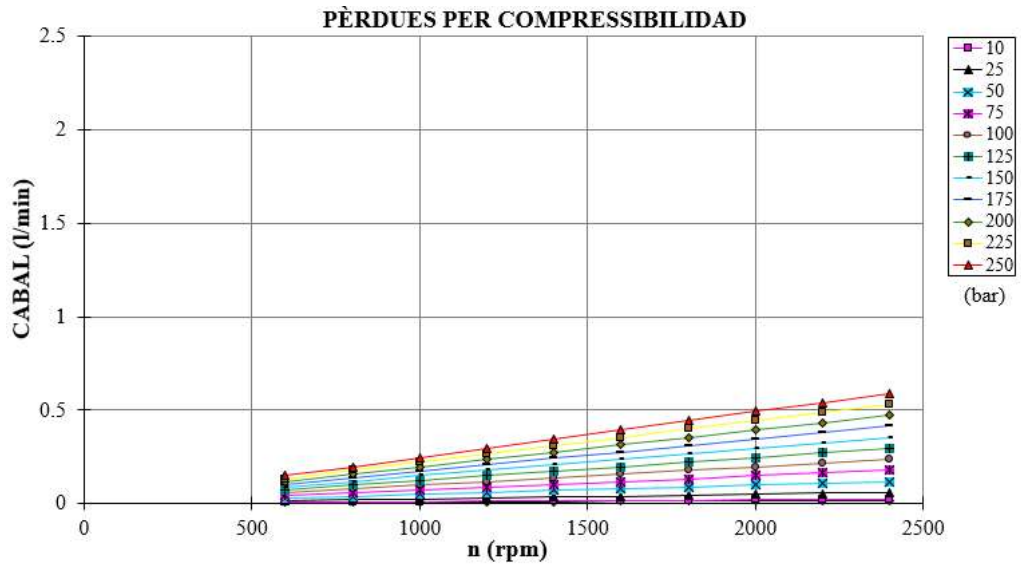


Figura 4-29: Pèrdues per compressibilitat versus Velocitat de gir

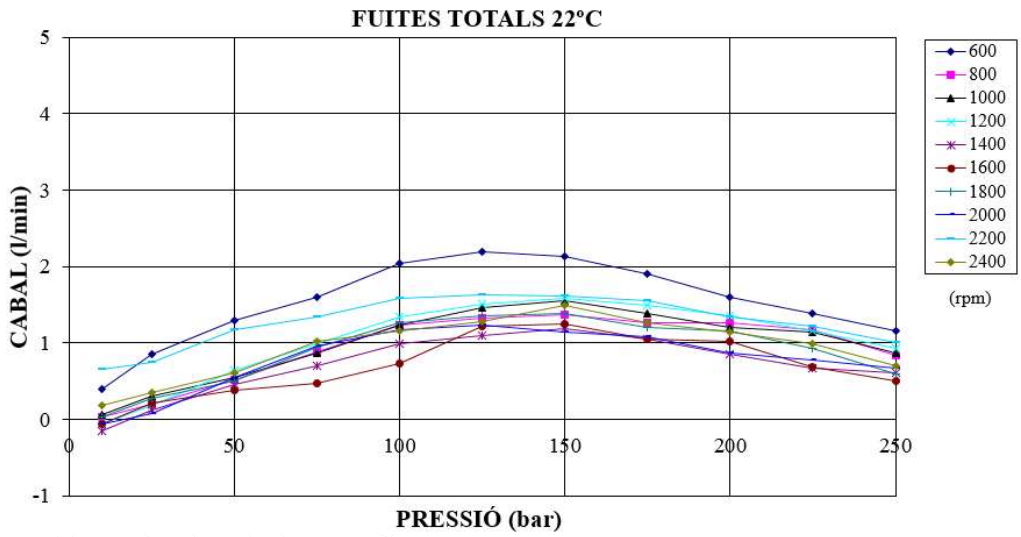


Figura 4-30: Fuites totals versus Pressió (22 °C)

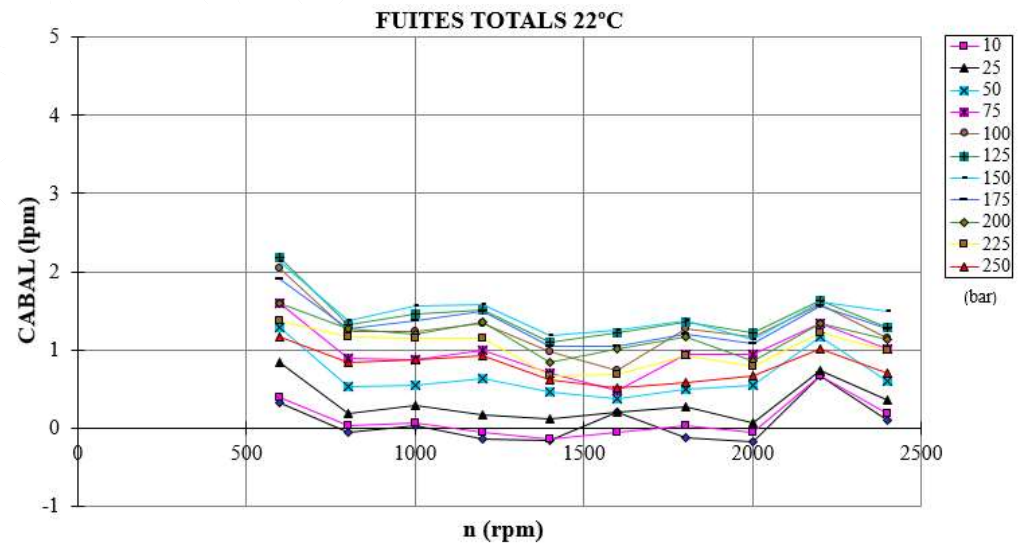


Figura 4-31: : Fuites totals versus Velocitat de gir (22 °C)

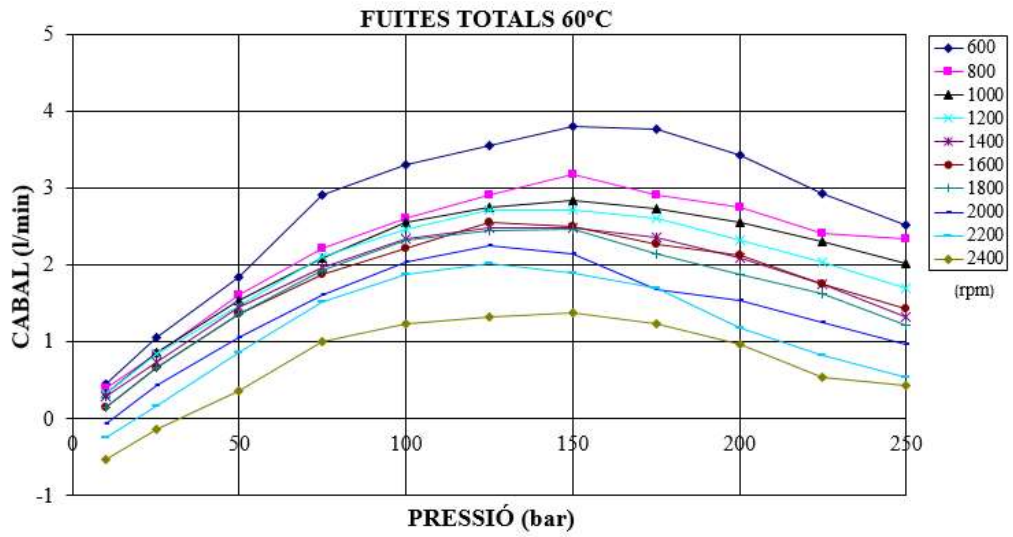


Figura 4-32: Fuites totals versus Pressió (60 °C)

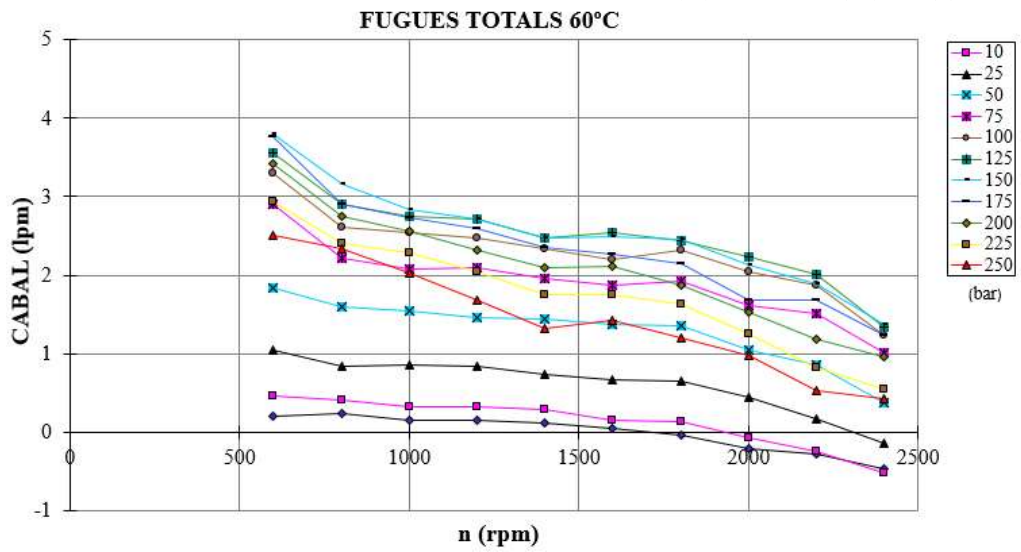


Figura 4-33: Fuites totals versus Velocitat de gir (60 °C)

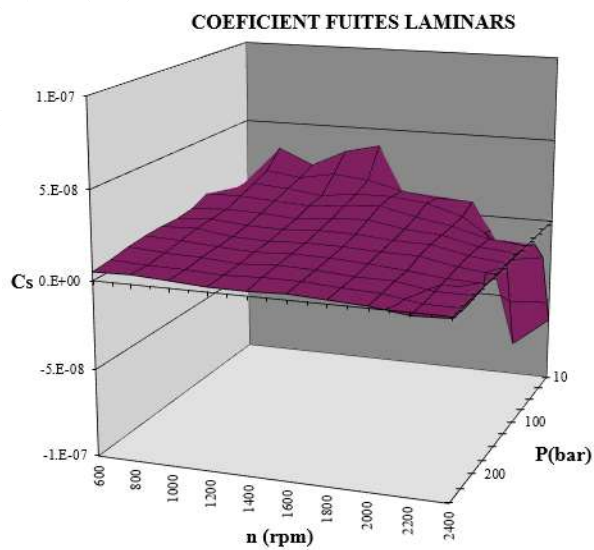


Figura 4-34: Coeficient de fuites laminars versus Condicions operatives



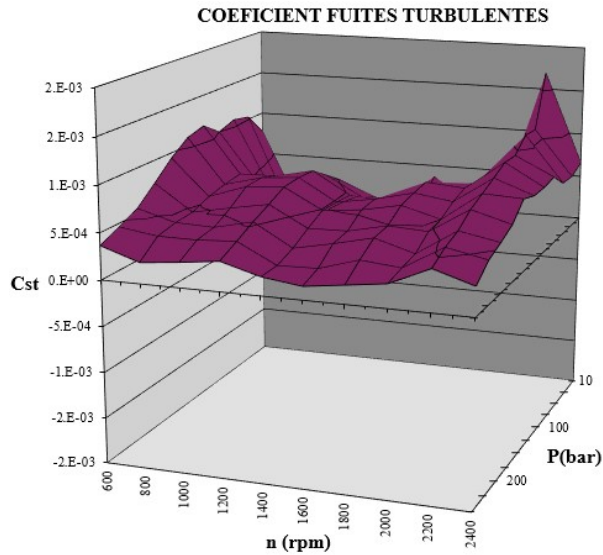


Figura 4-35: Coeficient de fuites turbulentes versus Condicions operatives

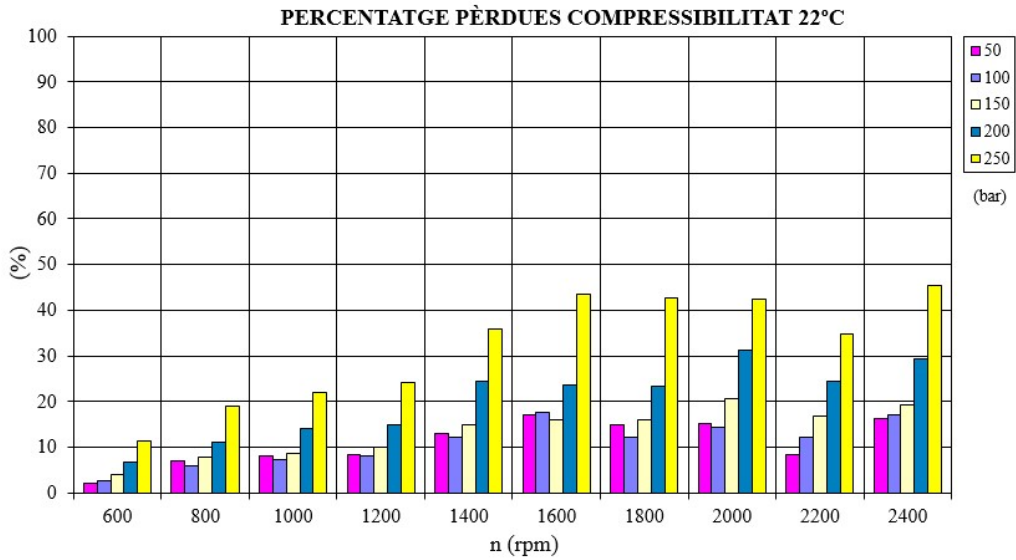


Figura 4-36: Percentatge pèrdues per compressibilitat (22 °C)

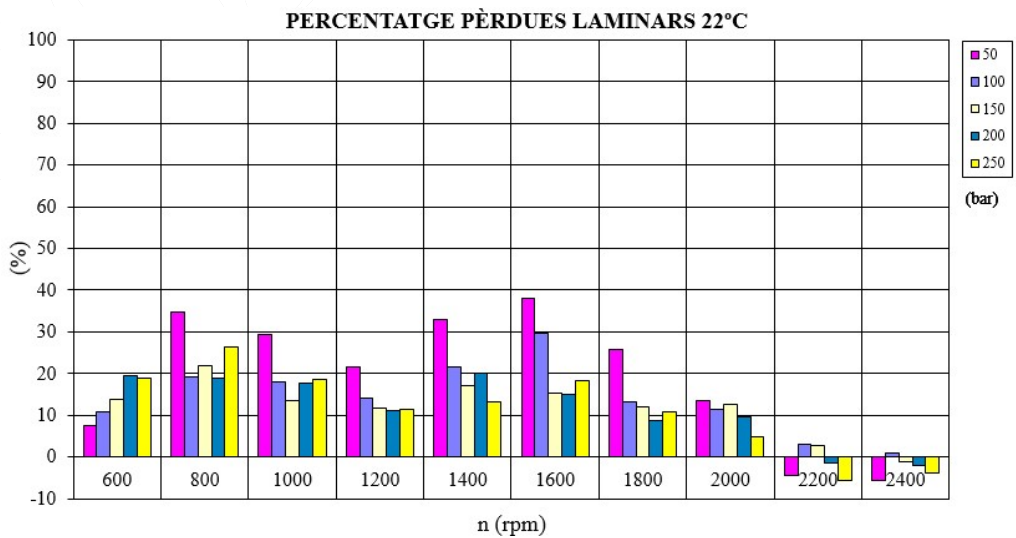


Figura 4-37: Percentatge pèrdues laminars (22 °C)

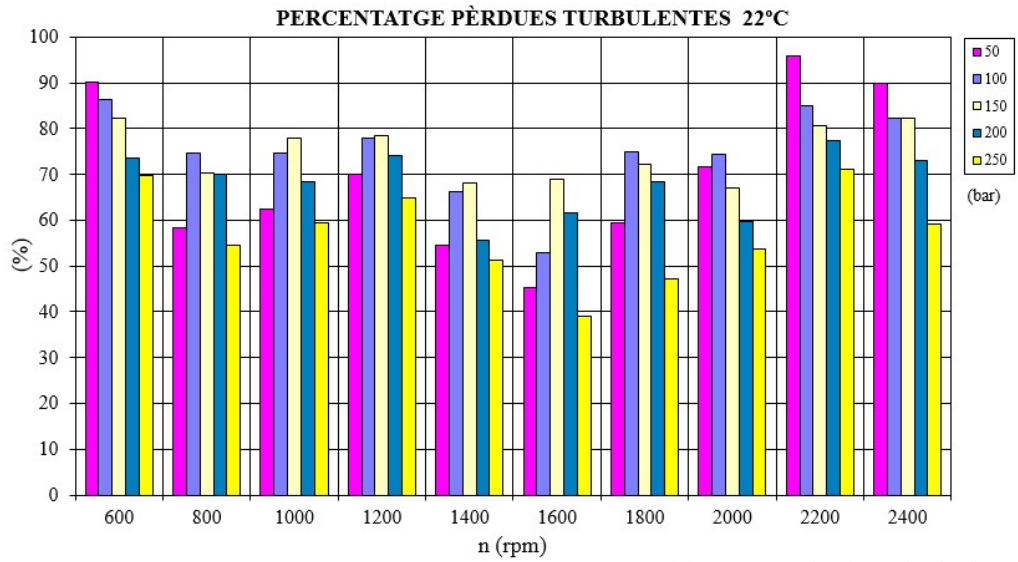


Figura 4-38: Percentatge pèrdues turbulentes (22 °C)

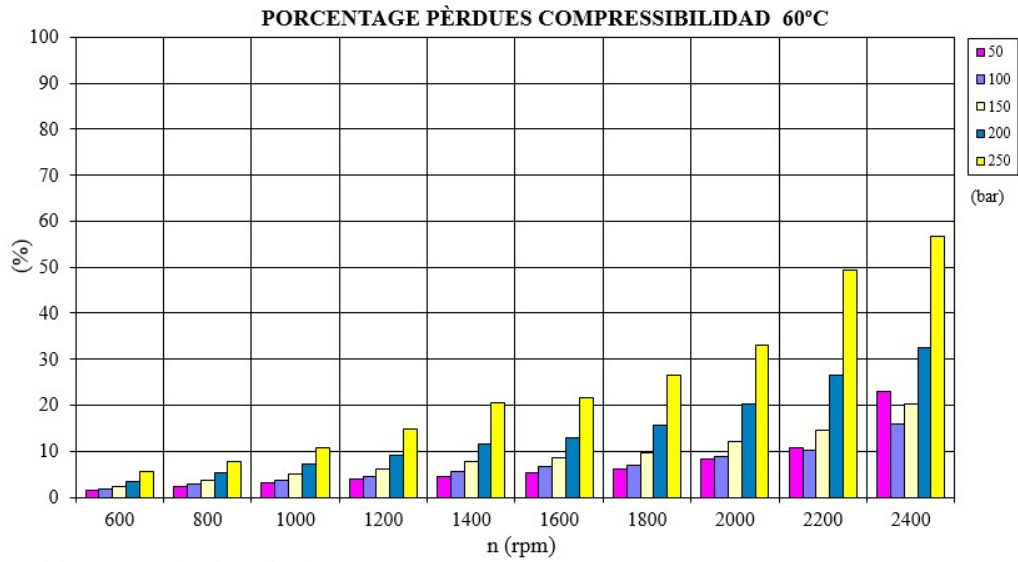


Figura 4-39: Percentatge pèrdues per compressibilitat (60 °C)

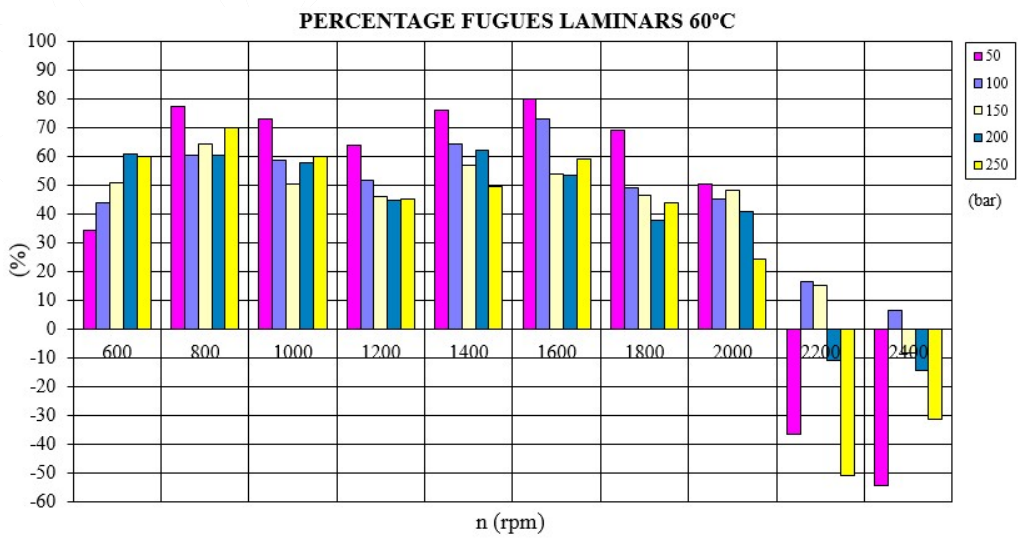


Figura 4-40: Percentatge pèrdues laminars (60 °C)

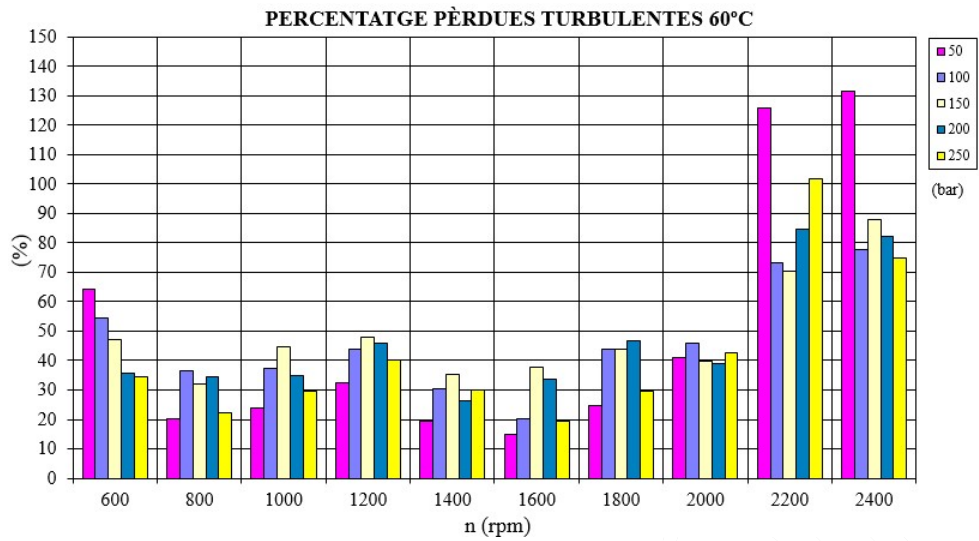


Figura 4-41: Percentatge pèrdues turbulentes (60 °C)

#### 4.5.3.2 Pèrdues mecàniques

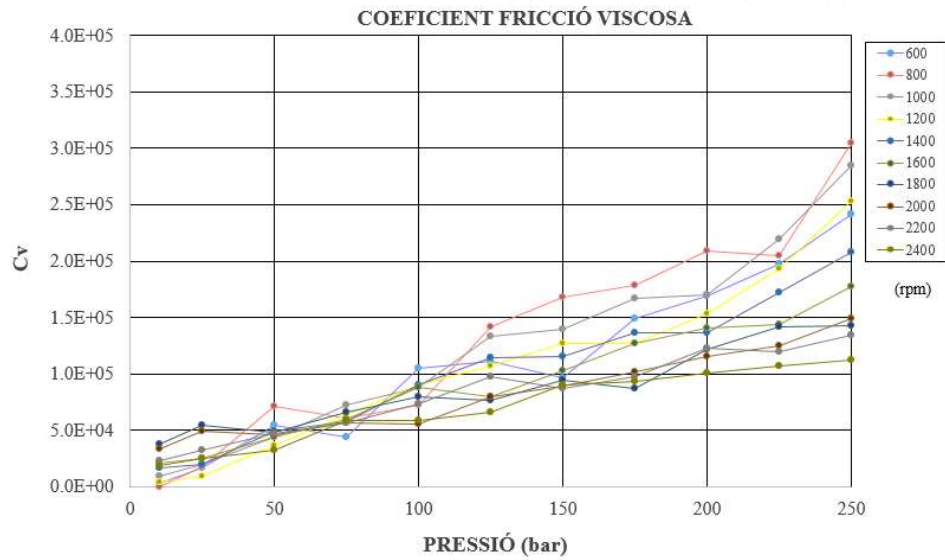


Figura 4-42: Coeficient de fricció viscosa versus Pressió

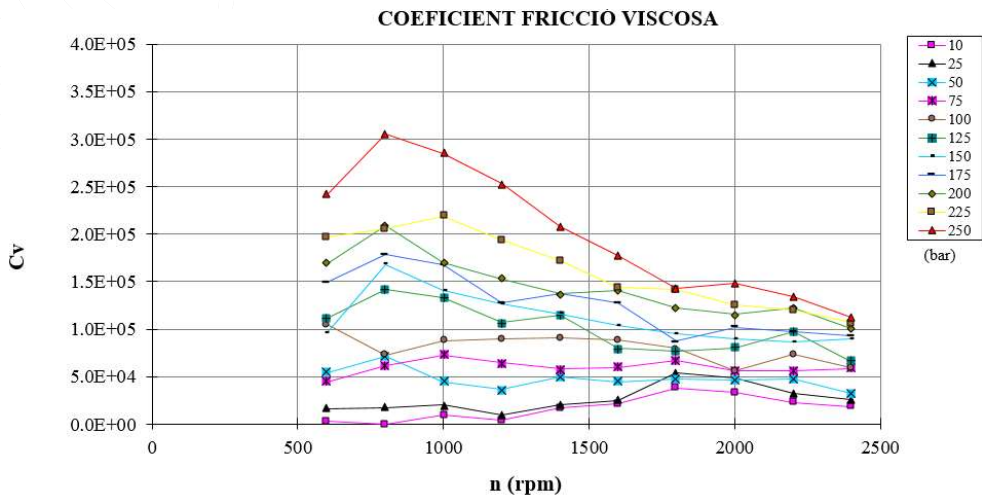


Figura 4-43: Coeficient de fricció viscosa versus Velocitat de gir

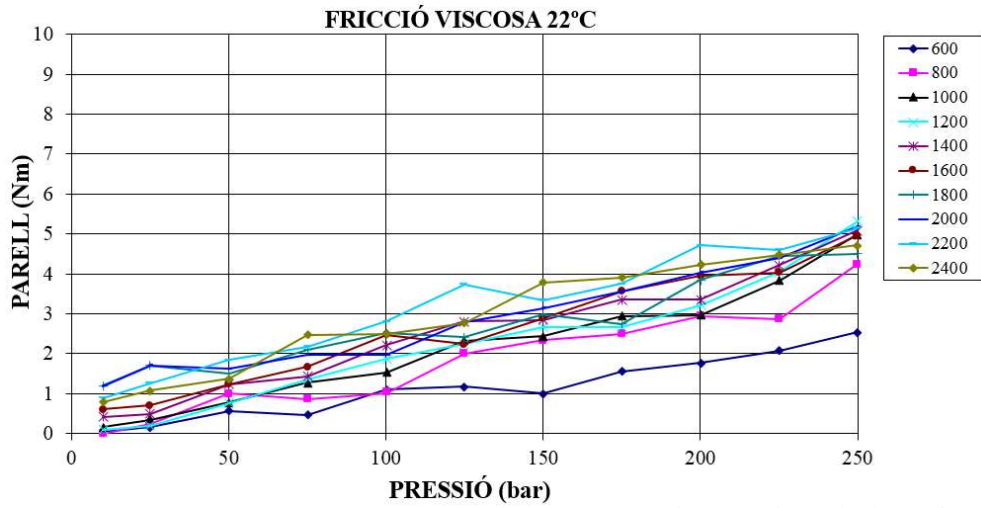


Figura 4-44: Fricció viscosa versus Pressió (22 °C)

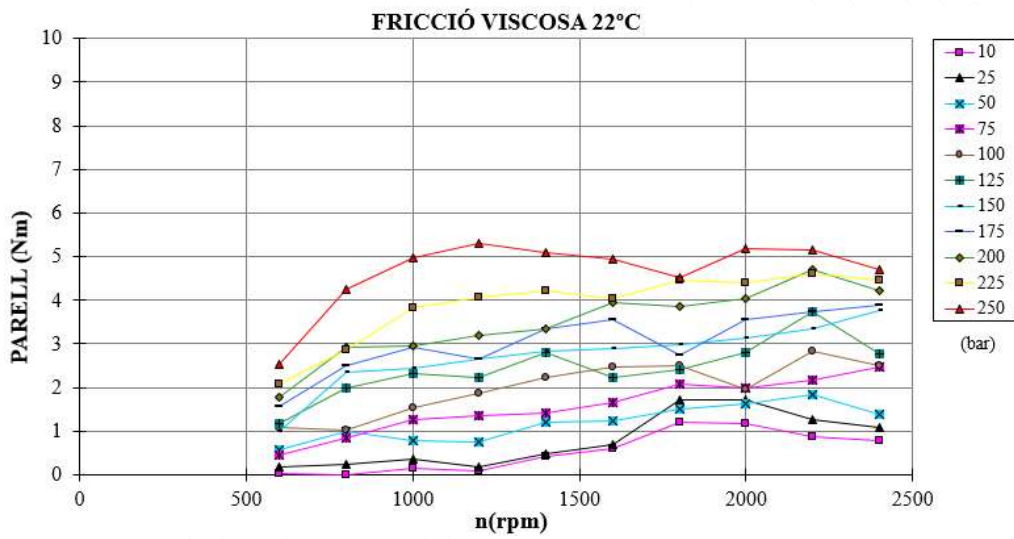


Figura 4-45: Fricció viscosa versus Velocitat de gir (22 °C)

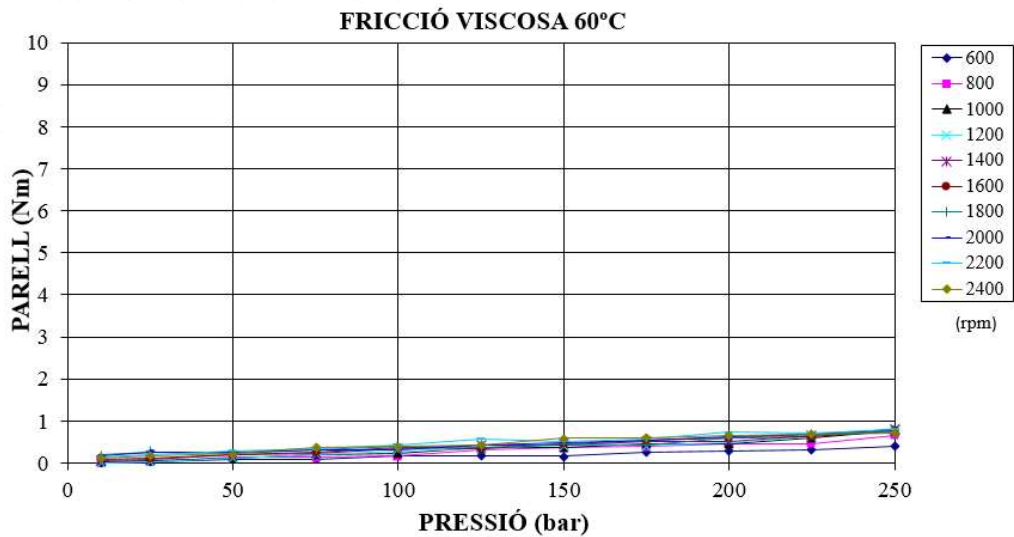


Figura 4-46: Fricció viscosa versus Pressió (60 °C)

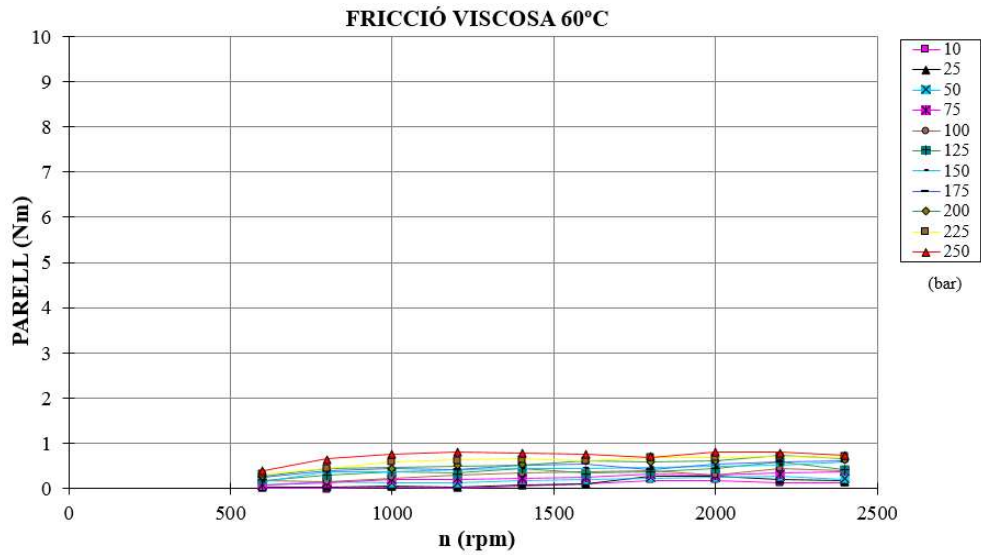


Figura 4-47: Fricció viscosa versus Velocitat de gir (60 °C)

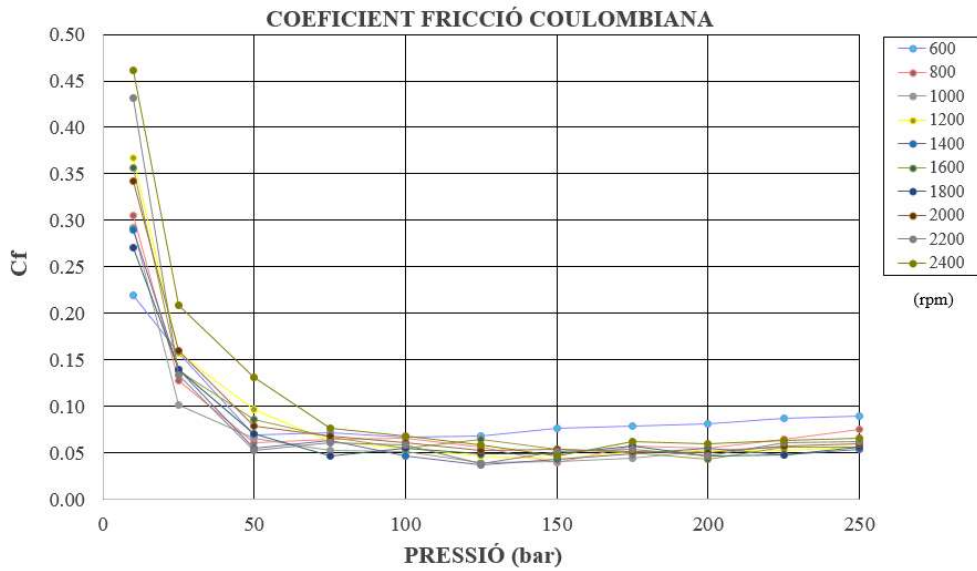


Figura 4-48: Coeficient de fricció coulombiana versus Pressió

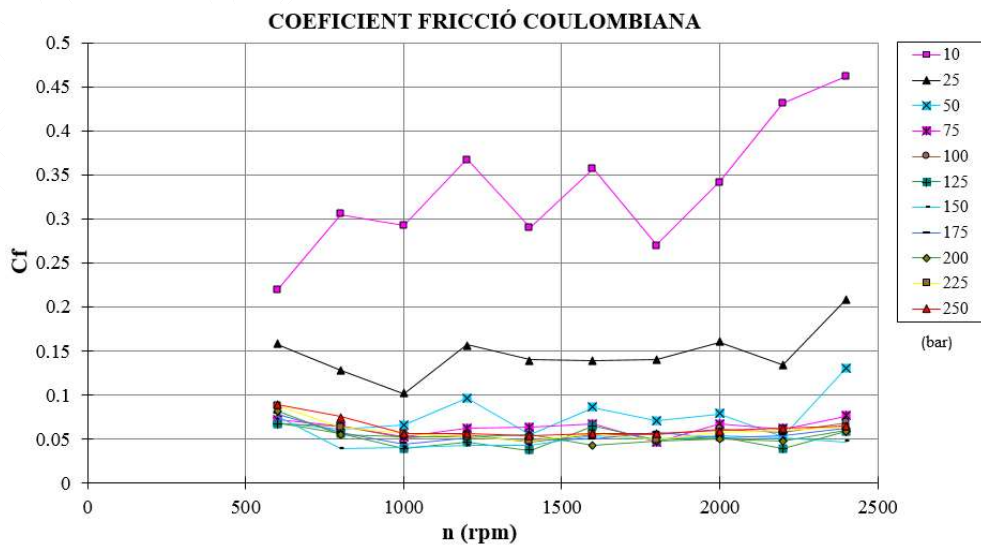


Figura 4-49: Coeficient de fricció coulombiana versus Velocitat de gir

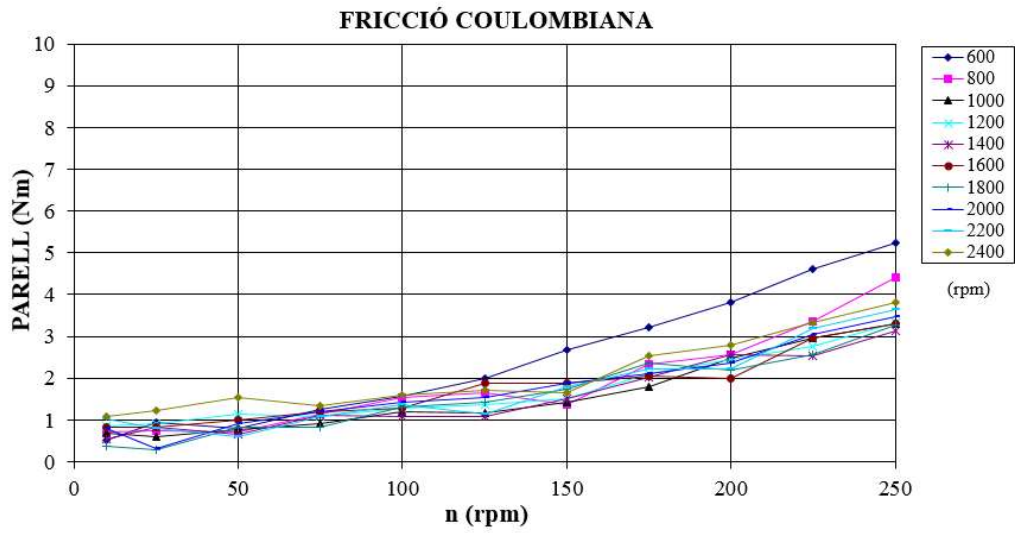


Figura 4-50: Fricció coulombiana versus Pressió

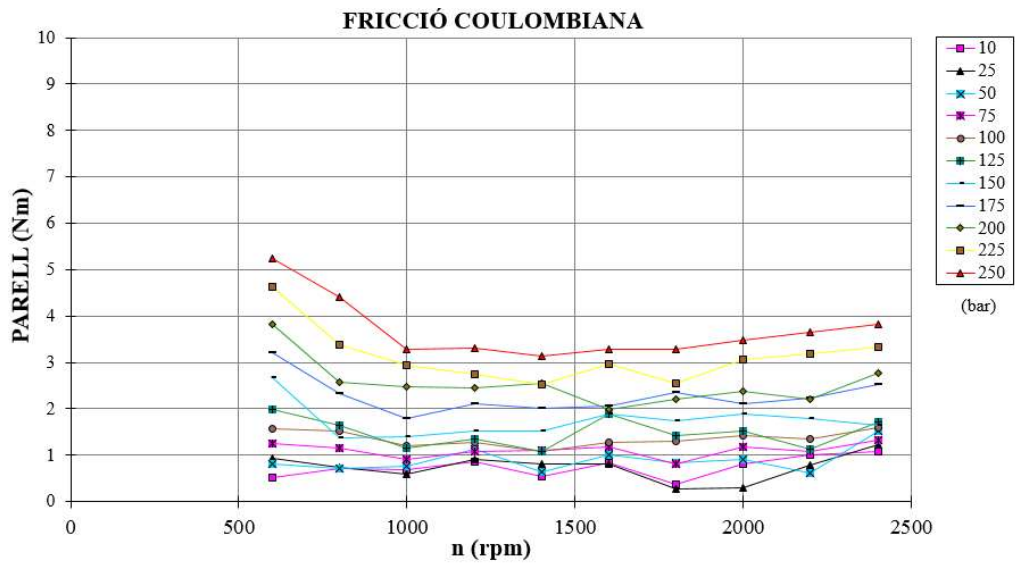


Figura 4-51: Fricció coulombiana versus Velocitat de gir

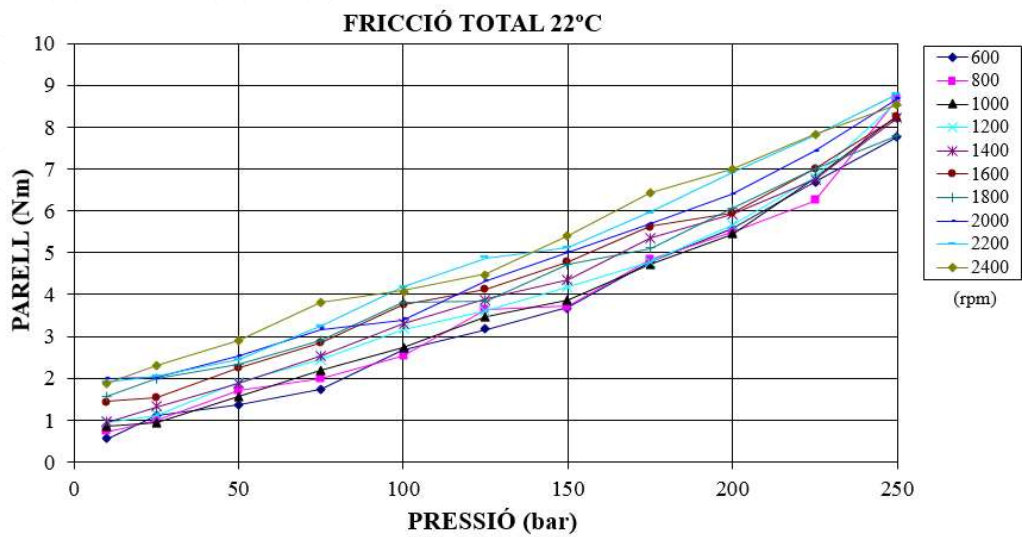


Figura 4-52: Fricció total versus Pressió (22 °C)



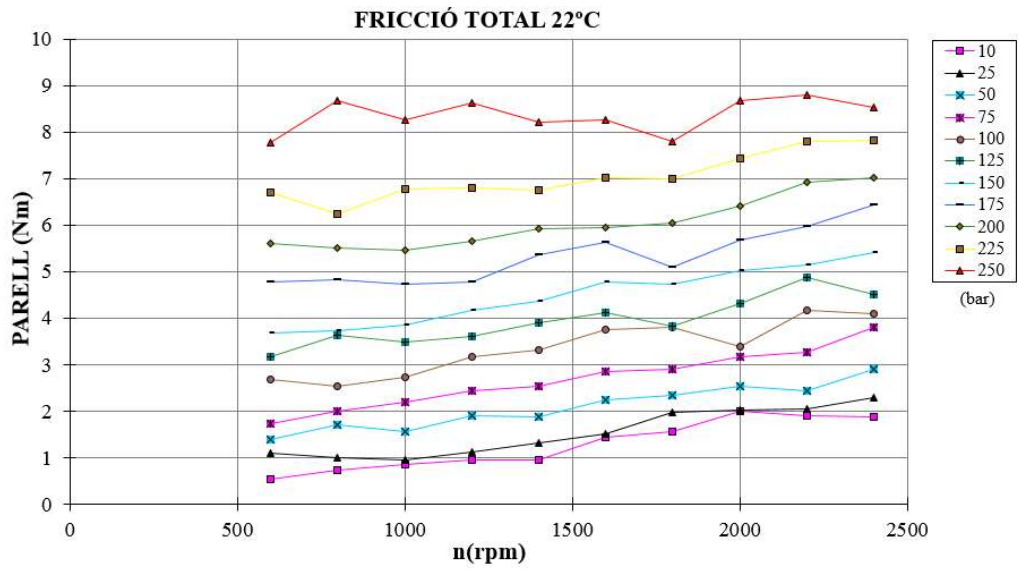


Figura 4-53: Fricció total versus Velocitat de gir (22 °C)

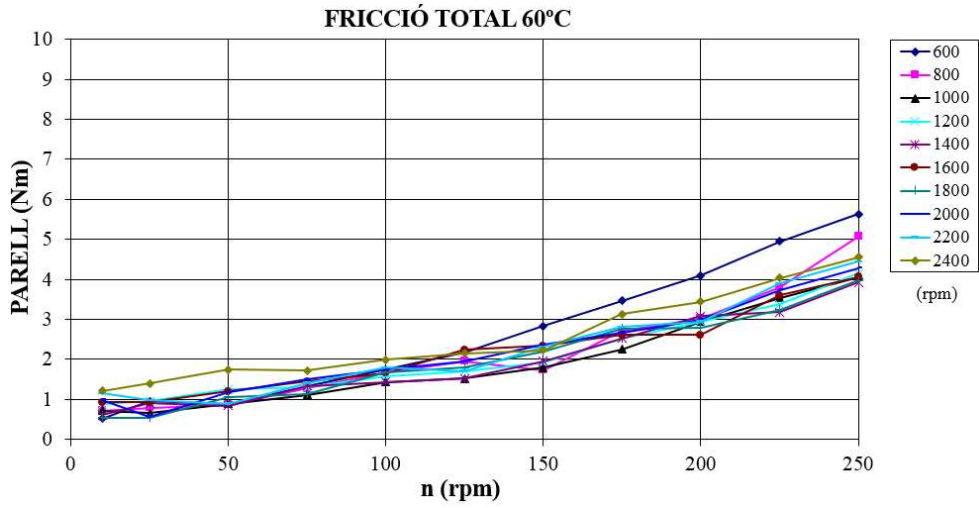


Figura 4-54: Fricció total versus Pressió (60 °C)

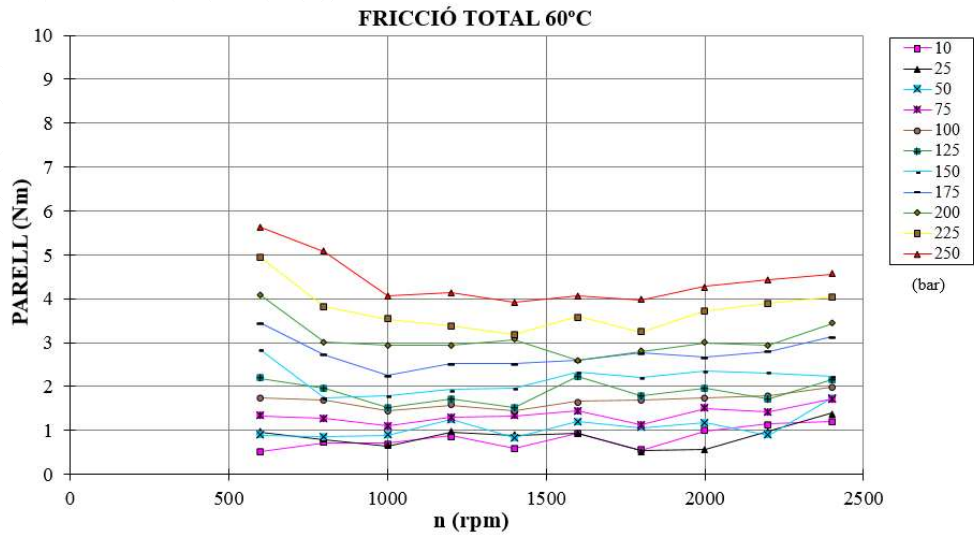


Figura 4-55: Fricció total versus Velocitat de gir (60 °C)

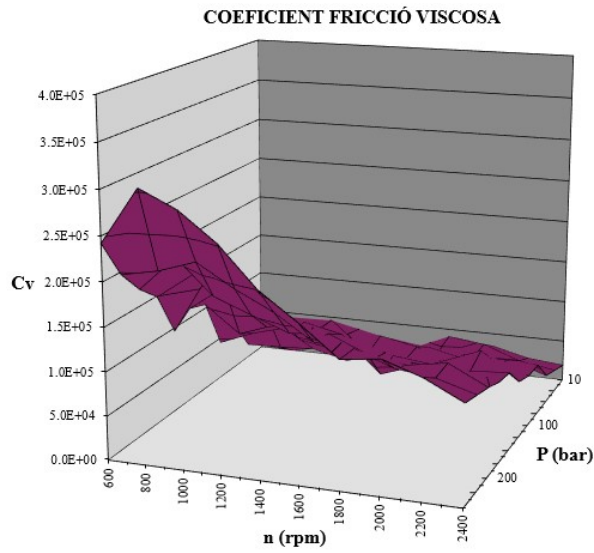


Figura 4-56: Coeficient de fricció viscosa versus Condicions operatives

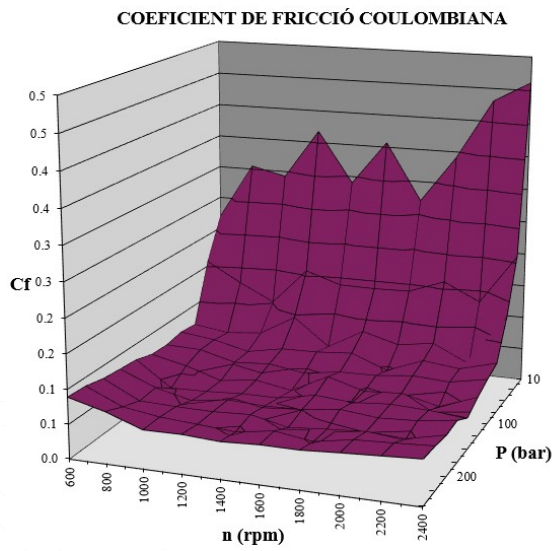


Figura 4-57: Coeficient de fricció coulombiana versus Condicions operatives

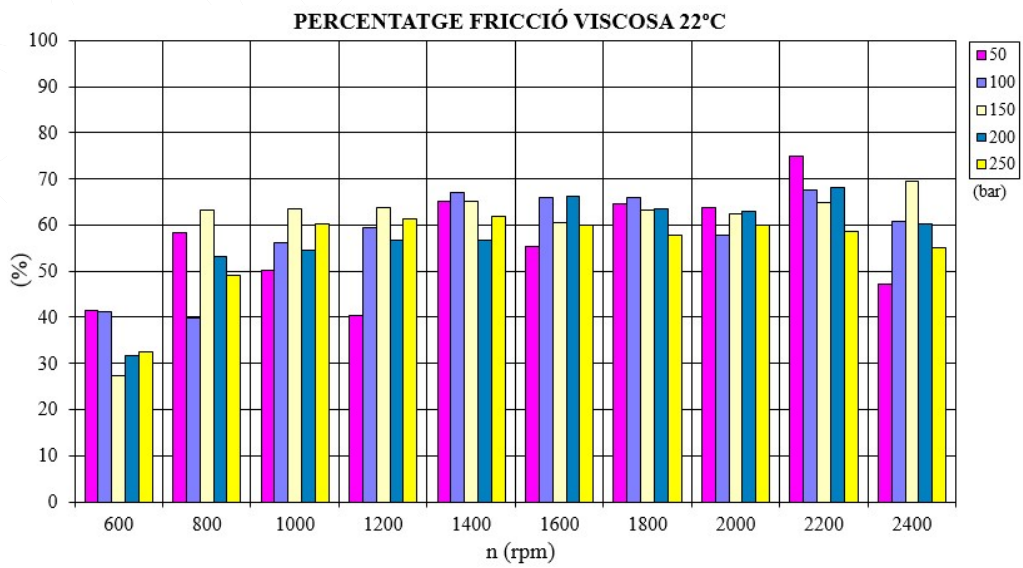


Figura 4-58: Percentatge fricció viscosa (22 °C)



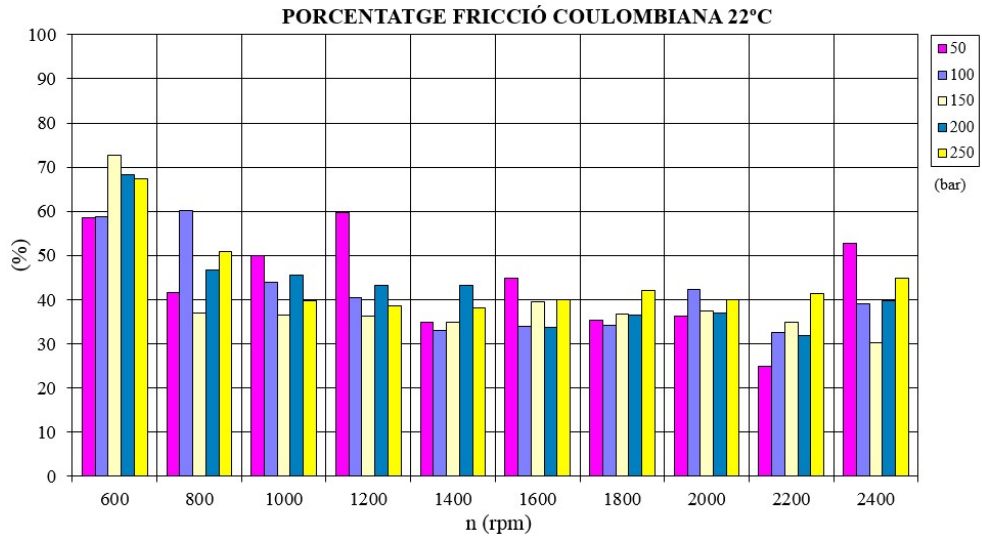


Figura 4-59: Percentatge fricció coulombiana (22 °C)

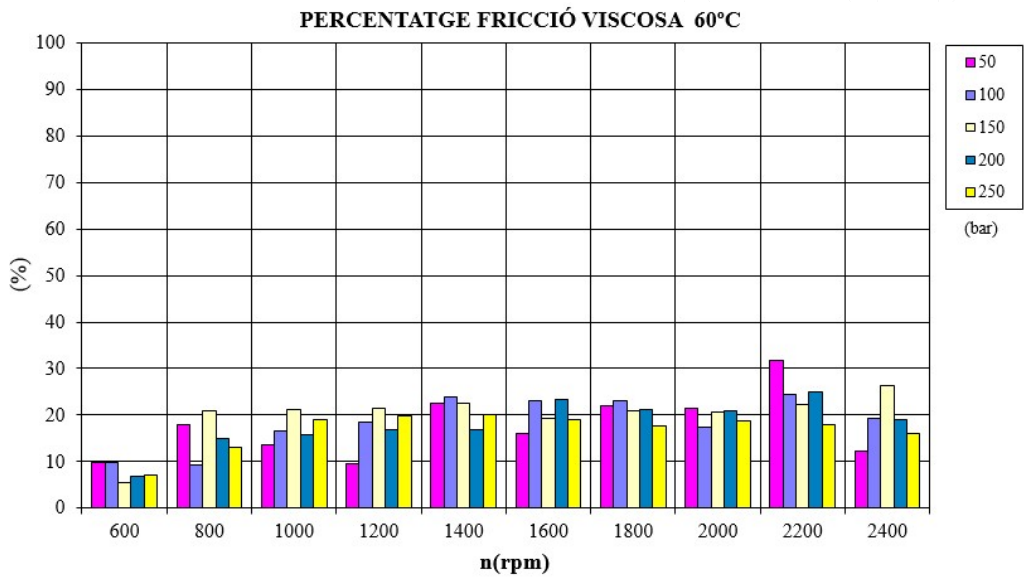


Figura 4-60: Percentatge fricció viscosa (60 °C)

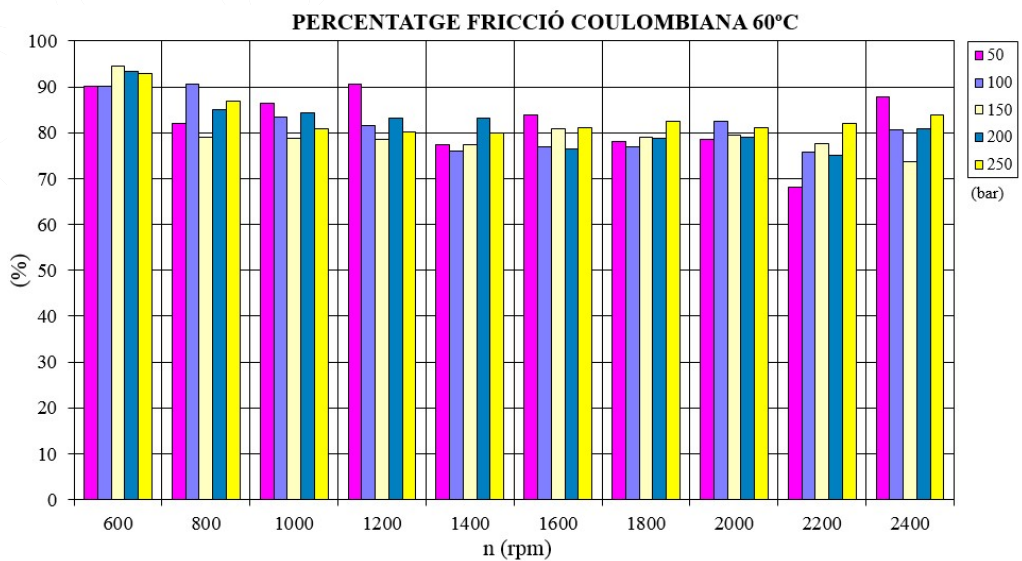


Figura 4-61: Percentatge fricció coulombiana (60 °C)

## 4.6 Discussió sobre les pèrdues volumètriques

A part de les consideracions ja realitzades sobre la aleatorietat del funcionament a pressions inferiors a 25 bar i velocitats per sota de 800 rpm, atribuïbles a un règim de lubricació no establert totalment, els resultats conviden a realitzar les següents reflexions.

El primer de tot és el qüestionar novament el paràmetre fonamental de tota màquina hidrostàtica, o sigui, el desplaçament volumètric. La norma ISO 8426:1988 utilitzada cita textualment en l'annex B “ *The derived capacity  $V_1$  is established from the slope of characteristic curve  $\Delta Q_{V2}/\Delta n$  and the speed range over which the displacement is proportional to speed*”. Per tant, al realitzar la mitja en tots els increments de velocitats realitzats (cada 200 rpm), s'està prenent la pendent mitja, el que no significa que no existeixin desplaçaments parcials superiors. De fet, això està reflectit a la Taula 4-6, on es constaten desplaçaments de 15.4 cm<sup>3</sup>, un 4% superior al de 14.77 cm<sup>3</sup> pres formalment. Per tant, si s'hagués pres el valor superior com a referència, els rendiments volumètrics disminuirien directament un 4%, no existint la incongruència de valors superiors a la unitat (en pocs casos), fet ja ficat de manifest per importants autors com Toet (33). En l'Equació 4.25 es mostra com dins del paràmetre del desplaçament volumètric s'hauria d'incloure a part del volum desplaçat, l'arrossegat. Ara bé, tenint en compte que aquest depèn de la velocitat de gir, és normal que les fuites disminueixin amb la velocitat, al augmentar el cabal arrossegat de la aspiració a la impulsió. Aquest efecte es pot veure clarament en el comportament de les fuites laminars, Figures 4-21 i 4-23, i turbulentes fins aproximadament 1500 rpm, Figura 4-27. El que les fuites laminars arribin a ser negatives, o sigui el terme de Couette compensa el terme de Poiseuille, fa que els percentatges d'aquestes a la Figura 4-40 siguin negatius, mentre que el de les turbulentes a la Figura 4-41 siguin superiors al 100%, fet totalment sorprenent però explicable. O sigui, el rendiment volumètric sempre augmenta amb la velocitat a baixes pressions, i tenint en compte que l'assaig ISO 8426 s'ha realitzat a 12.5 bar, és esperable que s'haguessin obtingut valors superiors prenent com a referència altres condicions operatives. De fet, aquest efecte és el que es pretén evitar amb la utilització de la ISO 8426:2008 en el l'Annex B. En tot cas, es dona per bo el valor de 14.77 cm<sup>3</sup>, i s'assumeix que els gràfics dels rendiments i les fuites únicament estarien decalats en cas d'utilitzar-se un altre valor, mantenint-se el mateix comportament.

El fet de haver modelat el comportament mitjançant els coeficients de fuites té uns avantatges considerables. La norma ISO 4409 únicament tracta la representació dels rendiments volumètrics en funció de les condicions operatives de la unitat. Tot i ser esperable una disminució del rendiment volumètric amb la pressió, les Figures 4-12 i 4-16 per temperatures de 22 °C i 60 °C respectivament, mostren com, a partir de 120 bar en el primer cas i de 160 bar en el segon, el rendiment volumètric deixa de disminuir, augmentant lleugerament amb la pressió. El mecanisme de compensació de joc axial de les plaques laterals flotants explica aquest fenomen, estudiat en detall en les simulacions del Capítol 7. Ara bé, s'observa un augment del rendiment volumètric amb la velocitat de gir sobretot a baixes velocitats, no sent únicament atribuïbles únicament al efecte del cabal arrossegat comentat amb anterioritat. Aquest comportament no ens dona gaire

informació, ja que si les fuites només depenguessin de la pressió, el comportament esperat seria un augment del rendiment volumètric amb la velocitat, ja que la relació entre les fuites a pressió constant i el cabal teòric disminuiria. Per aquesta raó és important identificar el valor absolut de les fuites si es vol relacionar amb els canvis interns de la unitat, com mostren les Figures 4-30, 4-31, 4-32 i 4-33, i no únicament la informació de les fuites relatives que proporcionen els gràfics dels rendiments volumètrics. Respecte a la relació de les fuites totals amb la pressió, s'observa un comportament similar al esmentat, o sigui, un augment d'aquestes fins a un punt d'inflexió a partir del qual aquestes disminueixen. Per que fa a la relació amb la velocitat, es constata una disminució de les fuites en pràcticament tot el rang, sobretot a 60 °C, sent molt menys acusat aquest comportament a 22°C. Per tant, l'explicació d'aquests comportaments és pot realitzar amb la informació obtinguda de la parametrització i modelització de la bomba, ja que es requereix dades que la documentació de la ISO 4409 no proporciona. Per tant, una vegada quantificades el tipus de fuites, es poden realitzar puntualitzacions d'aquesta mena.

- Per sobre de les 2000 rpm, les fugues d'origen laminar disminueixen considerablement, casi negligibles. La component dominant són les de tipus turbulent, amb percentatges per sobre del 80% de les totals.
- Per sota de les 2000 rpm, a 22 °C, les fuites laminars són del ordre de 15-30 %, mentre que les d'origen turbulent del 50-70%. Per contra a 60 °C, el ordre d'importància s'inverteix.
- Tant les fuites de naturalesa laminar com turbulenta augmenten fins a una pressió determinada, per posteriorment disminuir lleugerament. Aquest punt d'inflexió és situa aproximadament entre 150 i 180 bar per les laminars (Figura 4-20 a 22°C i Figura 4-22 a 60°C) i entre 120 i 150 bar per les turbulentes (Figura 4-26), sent això un reflex del mecanismes de compensació de folgances de la bomba.

Si ens fixem amb els valors de  $C_s$ , la seva disminució amb la pressió mostra perfectament el mecanisme de compensació de joc axial de les plaques laterals. El primer que crida l'atenció són els valors negatius a 2200 i 2400 rpm. Aquest comportament s'explica simplement amb el fet que el cabal arrossegat pel terme de Couette és superior a les fuites per terme de Poiseuille. La velocitat és elevada, i al haver-hi pressió baixa i sent l'espessor entre placa i engranatge considerable, el cabal arrossegat és elevat. Els percentatges de fuites laminars negatius de les Figures 4.37 i 4.40, que realment fan mala impressió, són explicats per aquest fenomen.

A una pressió de 150 bar les fuites laminars són del ordre de 0.1 a 0.3 lpm a 22 °C, mentre que les turbulentes són del ordre de 1 a 2 lpm. D'aquí la importància dels gràfics des de la Figura 4-36 a la 4-41, on es visualitza el percentatge de cabal de fuites segons la seva naturalesa. En el cas de 150 bar, 1600 rpm i 22 °C, el 16% de les fuites són laminars i el 68% turbulentes. A 60 °C, el 52% són laminars i el 38% turbulentes. Les pèrdues per compressibilitat representen entre el 8 i el 18%, podent ser dominants a alta velocitat i pressió, al ser les fuites totals bastant baixes. Aquestes dades no avalen la hipòtesis que la majoria

de fuites en les BE és produeixen entre placa lateral i engranatge, o almenys, que les pèrdues en aquesta zona siguin principalment en règim laminar. A temperatures baixes les fuites turbulentes, o sigui les a priori entre les dents i la carcassa, serien superiors, i el fet que el coeficient de fuites turbulentes  $C_{ST}$  augmenti molt lleugerament amb la pressió fins a uns 150 bar per posteriorment decreixer considerablement, Figura 4-24, demostraria l'existència de la compensació de les fugues turbulentes degut a que els engranatges es van acostant cap a la zona d'aspiració al pressuritzar-se la bomba, disminuint l'espai entre la punta de les dents i la carcassa. Respecte a la variació d'aquest coeficient amb la velocitat de gir, és manté aproximadament constant (menys en el rang de 600-800 rpm i pressions de 10-25 bar que hem considerat de comportament aleatori) fet que denotaria que realment es tracta d'un flux turbulent completament desenvolupat. Recordem que en aquests casos, el coeficient de descàrrega d'un orifici, origen de la definició de  $C_{ST}$ , no depèn del nombre de Reynolds, i per tant, de la velocitat de gir en condicions d'espessor i viscositat constants. En les Figures 4-49 i 4-50 es pot observar més clarament aquestes casuístiques en els gràfics tridimensionals.

Per tant, el model de pèrdues es dona per bo per a procedir amb la seva validació en una màquina real, ja que en els assaigs de laboratori té un comportament explicable amb els canvis en la morfologia interna de la bomba a velocitats superiors a 800 rpm i pressions per sobre els 25 bar, que el cap i la fi, són les condicions usuals de treball d'aquestes màquines. Donat que els coeficients de pèrdues han de mostrar els canvis interns en funció de les condicions operatives, i que en els seu càlcul s'han considerat que depenen de la pressió i la velocitat, es troba a faltar l'anàlisi de la seva dependència amb la viscositat. Imaginem una bomba funcionant a pressió i velocitats constants, i que l'oli es vagi escalfant progressivament. La seva morfologia interna canviaria, al modificar-se el règim de lubricació, i s'hauria de traduir amb un canvi dels coeficients de pèrdues. De fet, en el Capítol 8 s'introduiran unes millores en el model consistents a avaluar el coeficient de fuites turbulent en funció del nombre de Reynolds, i per tant, de la viscositat (o temperatura), però el cert és que l'obtenció d'aquesta dependència de manera experimental seria molt més complexa que la realitzada comparant els resultats dels assaigs a dues temperatures diferents mitjançant les Equacions 4.50 i 4.56, que consideren els coeficients de fuites només dependents de la pressió i la velocitat de gir.

## 4.7 Discussió sobre les pèrdues mecàniques

L'anàlisi que es pot realitzar de la fricció en l'interior de la BE és molt semblant al de les fuites. Es pot establir una analogia entre el coeficient de fuites laminars i turbulentes amb el coeficient de fricció viscosa i coulombiana, al avaluar els primers les fuites i fricció dependent de la viscositat i els segons les no dependents. Per tant, l'evolució dels coeficients de fricció amb la pressió i la velocitat hauria de denotar els mecanismes de compensació de la bomba.

Si ens fixem amb la relació del coeficient de fricció viscosa  $C_V$  amb la pressió de la Figura 4-42, s'observa una alta proporcionalitat, fet que denota una disminució del espai entre engranatge i placa lateral, i per tant, un augment del cisallament del oli en aquesta zona. La seva lleugera disminució amb la velocitat de gir de la Figura 4-43 mantenint la pressió constant es pot explicar amb el fet que la capacitat sustentadora d'una pel·lícula d'oli és major quan major sigui la velocitat entre les superfícies lliscants. Per tant, si la força sobre la placa lateral de la pressió de treball és constant, no cal un espessor tant petit entre placa i engranatge per assolir l'equilibri, sent el parell produït pel cisallament del oli menor. Realment el comportament del coeficient de fricció viscosa com representatiu del espai placa-engranatge és totalment l'esperable.

Pel que fa al coeficient de fricció coulombiana  $C_F$ , el primer que denota el gràfic de la Figura 4-48 és una forta disminució fins a 75 bars aproximadament, per mantenir-se aproximadament constant a partir d'aquest valor. A pressió constant (a part dels gràfics a 10 i 25 bars, i a 600 i 800 rpm) el seus valors varien molt poc amb la velocitat de gir. Tenint en compte que aquest coeficient avalua la fricció per vèncer el parell necessari per arrossegar l'oli en singularitats i la fricció produïda pel contacte metall amb metall, com es mostra l'Equació 4.41, i fent la hipòtesis de que degut a que no estem parlant de pressions excessives no es produeix contacte metall amb metall, es pot deduir que aquesta disminució és deguda al ràpid acostament de la placa al engranatge fins a 75 bar i la disminució del cabal arrossegat, estant en consonància amb l'evolució del coeficient de fuites laminars del gràfic de la Figura 4-18. Es considera molt important emfatitzar el concepte de que la fricció no dependent de la velocitat ni del la viscositat no es deu al contacte metall amb metall, i per tant el nom de coulombiana, el qual s'utilitza seguint la tradició bibliogràfica, no és gaire encertat. Si veritablement existís una ruptura de la pel·lícula d'oli, es manifestaria amb una variació sobtada d'aquest coeficient, fet que no es produeix.

Igualment que s'ha esmentat en el cas dels rendiment volumètric, es pot considerar respecte el mecànic que ens dona valors relatius de la fricció respecte al parell aplicat al eix, i per tant, cal la modelització per avaluar el comportament intern de la unitat en termes de valors absoluts. Si és mantingues la fricció constant, al anar augmentant la pressió de treball el rendiment mecànic augmentaria, ja que la relació entre les pèrdues mecàniques i el parell transmès al eix de la màquina disminuiria. Efectivament, les Figures 4.16 i 4.17 així ho denoten fins aproximadament 50 bar, en que el mecanismes de compensació actuen, disminuint les folgances i augmentant la fricció. Per tant, des de la Figura 4-52 a la 4-55 es pot treure una visió del que realment succeeix el interior de la unitat, que és un augment de la fricció al augmentar la pressió degut a la disminució de les folgances i a una fricció que augmenta molt lleugerament amb la velocitat de gir degut a que com més alta és la velocitat, les folgances són més elevades per la mateixa capacitat portant, compensant l'augment de cisallament del fluid. Aquests conceptes es veuran consolidats en les simulacions del Capítol 7.

Els valors de la fricció viscosa tenen un ordre de magnitud de 2 a 4 Nm a 22 °C, i de 0.2 a 0.6 Nm a 60 °C. Tenint en compte que és proporcional a la viscositat, i que aquesta ha passat de 0.071 Pa.s a 0.011

Pa.s, la disminució de la fricció és completament explicable. La fricció coulombiana te valors de 0.5 a 3 Nm, o sigui és molt superior a la viscosa a 60 °C com es pot observar en els diagrames de percentatges des de la Figura 4-58 a la 4-61.

El model de pèrdues mecàniques té un comportament més previsible que el de pèrdues volumètriques, on la interpretació de certs comportaments és difícil. En els gràfics tridimensionals de les Figures 4.56 i 4.57 és pot observar un comportament dels coeficients de fricció molt més homogenis que els corresponents amb els coeficients de fuites de les Figures 4.34 i 4.35. Per aquesta raó també es considera que es tenen els criteris i resultats per ser validat en condicions reals en el Capítol 8. En tot cas, de ben segur que a pressió i velocitat constants, un canvi en la viscositat del oli comportaria un canvi en la configuració interna en termes de posicionament dels components interns de la bomba, i per tant, s'hauria de reflectir amb uns canvis dels coeficients de fricció de la mateixa manera que s'ha esmentat respecte els coeficients de fuites.

## 4.8 Conclusions principals

- S'ha realitzat una parametrització de la bomba mitjançant els coeficients de pèrdues a partir del resultats experimentals del assaig ISO 4409 a dues temperatures distintes, i amb aquesta paràmetres, s'ha definit un model de bomba que permet avaluar el cabal impulsat i el parell absorbit en funció de les condicions operatives de la unitat.
- S'ha argumentat que a diferència dels rendiments volumètric i mecànic, els coeficients de pèrdues permeten discernir tant la naturalesa de les pèrdues com els canvis geomètrics que es produeixen en l'interior de la bomba.
- S'ha argumentat que les variacions dels coeficients de pèrdues poden explicar-se en la seva majoria per canvis en la geometria interna de la bomba, o sigui, la compensació de joc axial entre placa i engranatges, i fins i tot, el radial entre engranatge carcassa. Sobre aquest aspecte s'incidirà en el Capítol 8, però ja s'ha notat que mentre amb els coeficients de pèrdues mecàniques (viscoses i coulombianes) aquesta relació és fàcilment realitzable, amb els coeficients de pèrdues volumètriques (laminars i turbulentes) tot sembla indicar que la identificació de la naturalesa segons la zona a on es produeixen les fuites no és del tot exacte. O sigui, en el mateix camí de fuites aquestes poden ser laminars i/o turbulentes segons les condicions operatives.
- S'ha demostrat, de la mateixa manera que ja s'exposa en investigacions d'altres autors, l'aleatorietat de funcionament de la bomba a baixes pressions i velocitats, fet que fa que no sigui aconsellable per a crear el model utilitzar dades a pressions inferiors a 25 bar i velocitats per sota de 800 rpm. Es deu a que el règim de lubricació òptim de la bomba no s'ha establert completament.
- S'ha qüestionat la norma ISO 8426:1988 per a determinar el desplaçament volumètric. El valor obtingut amb aquesta metodologia pot portar a fàcilment a valors de rendiment superiors a la unitat. En tot cas, segons es demostra en l'Annex B, apartat 10.2, al aplicar la norma ISO 8426:2015 els resultats són molt semblants als obtinguts en aquest capítol.
- S'ha argumentat que quan s'aplica la teoria dimensional per obtenir els tradicionals models de pèrdues, fent la hipòtesis que les folgances internes dels camins de fuites depenen del desplaçament volumètric, pot no ser vàlid en els casos que aquest variï amb la longitud del dentat. També s'ha qüestionat que els coeficients de pèrdues no depenguin de la temperatura, ja que mantenint constant la pressió i velocitat, a ben segur que canvis de temperatura farien variar la geometria interna.

## 5 Parametrització del comportament polsant

### 5.1 Introducció

Tal i com s'ha estudiat analíticament en el Capítol 1, totes les BDVP produeixen unes pulsacions de cabal que es sobreposen al cabal mig. Aquestes pulsacions tenen una naturalesa periòdica degut al propi funcionament de la bomba, i interaccionen amb la impedància tant del circuit acoblat com la de la pròpia bomba de manera força complexa, produint pulsacions de pressió<sup>lxv</sup>. Aquestes sol·liciten l'estructura que l'envolta (tubs i components oleohidràulics del sistema), produint vibració mecànica<sup>lxvi</sup>. Finalment aquestes vibracions mecàniques es propaguen al aire que envolta la instal·lació produint soroll audible<sup>lxvii</sup>. Per tant, per a quantificar la capacitat generadora de soroll d'una bomba és fonamental determinar els paràmetres de la pulsació de cabal ( $Q_s$ ) i la impedància interna ( $Z_s$ ), que al cap i la fi són intrínsecs de la bomba. Les pulsacions de pressió no són del tot representatives al dependre del circuit on està connectada.

A mitjans dels anys setanta els accionaments oleohidràulics comencen a ser qüestionats pel soroll excessiu enfront a les aplicacions elèctriques i per la incipient normativa sobre seguretat industrial. Tot i que la font del soroll siguin les pulsacions del cabal a la sortida de la bomba, es pot manifestar en forma de soroll aeri en punts allunyats de la instal·lació, fent que aquest sigui uns dels principals inconvenients dels sistemes oleohidràulics. Per aquesta raó es va prendre consciència de la necessitat d'avaluar el potencial generador de soroll de bombes oleohidràuliques, traduïnt-se en la redacció de la Norma BS 6335:1990 (52), esdevenint posteriorment ISO 10767:1996 (12). En aquests documents s'estableix la metodologia per avaluar la pulsació de cabal basant-se bàsicament en els treballs sobre transmissió d'ones en circuits oleohidràulics realitzats per investigadors de la Universitat de Bath, especialment en els estudis de Johnston i Edge sobre el mètode de la font secundària SS, (49) i (50)<sup>lxviii</sup>. Es requereix un tractament força complex de les mesures preses en el banc d'assaig, fent que la seva implantació sigui difícil, de manera que únicament va ser adoptada per normativa nacional en el Regne Unit. Posteriorment, arran dels treballs de Weddfelt (53) i Kojima (54), es proposa el mètode de dos pressions i dos sistemes 2P2S, molt més senzill, que dóna lloc a la ISO 10767:2015 (9).

Els assaigs duts a terme per a parametritzar la bomba de referència presentats a continuació s'han realitzat amb la norma del any 1996, i s'han repetit per a la seva validació en l'Annex C segons la del 2015<sup>lxix</sup>. La base teòrica de la propagació d'ones és força complexa, però tot i que no ve al cas l'explicació

---

<sup>lxv</sup> Conegut com FBN "Fluid Borne Noise"

<sup>lxvi</sup> Conegut com SBN "Structure Borne Noise"

<sup>lxvii</sup> Conegut com ABN "Air Borne Noise"

<sup>lxviii</sup> Un curiós seguiment del procés investigador sobre aquesta temàtica, duta a terme principalment pel Prof. Edge, està disponible en la col·lecció d'articles publicats des de el 1977 al 1994 (121)

<sup>lxix</sup> Una comparació sobre els resultats utilitzant ambdós mètodes ha estat realitzada per Bramley i Johnston (56)



del munt de correlacions utilitzades en el document ISO 10767:1996 (12)<sup>lxx</sup>, si que es creu convenient realitzar una breu explicació de com s'aplica en els sistemes oleohidràulics per a contextualitzar l'assaig.

## 5.2 Determinació de les pulsacions de cabal

### 5.2.1 Base teòrica

#### 5.2.1.1 Generació i propagació d'ones de cabal i pressió

Observant la Figura 5-1, un circuit oleohidràulic es pot simplificar com una bomba acoblada a un extrem mitjançant un conducte<sup>lxxi</sup>. La bomba genera cabal, el qual té una component fixa i una altra ondulatoria que es propaga pel sistema, generant ones de pressió al interactuar amb el sistema. Per tant, de manera anàloga a com es tracten els circuits elèctrics, podem definir el circuit oleohidràulic com el conjunt d'una font de cabal i les impedàncies a les quals està connectada, tal i com es pot apreciar a la Figura 5.2. A part de la impedància del extrem<sup>lxxii</sup>  $Z_T$  i la del tub  $Z_O$ , la bomba també té la seva pròpia impedància  $Z_s$  representativa del volum existent en el conducte de sortida (amb la conseqüent compressibilitat i inèrcia), la resistència del fluid per sortir per aquest conducte i la resistència en paral·lel del pas del oli de la impulsió a la aspiració a través de les folgances internes de la unitat. Per tant, de la mateixa manera que es realitza amb els circuits electrotècnics, la bomba pot ser modelada com una font de cabal i una impedància en paral·lel (Teorema de Norton).

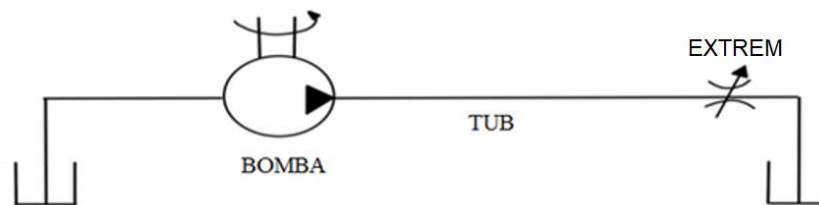


Figura 5-1: Sistema oleohidràulic simplificat

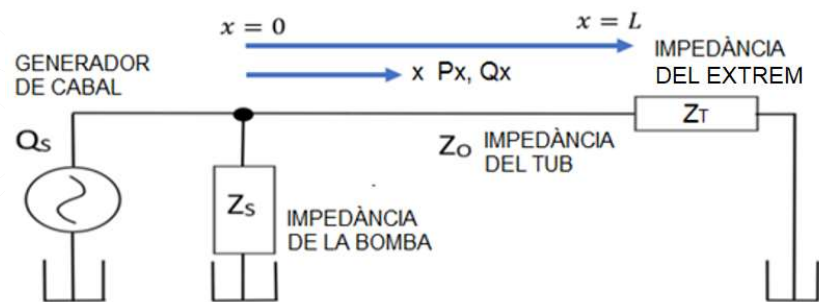


Figura 5-2: Representació del sistema amb impedàncies

<sup>lxx</sup> Aquestes correlacions estan desenvolupades en la tesi Doctoral del Prof. Johnston (51)

<sup>lxxi</sup> No es considera una vàlvula limitadora de pressió al entendre's que tot el cabal de la bomba circula pel extrem.

<sup>lxxii</sup> Traducció de "termination impedance", denominació comuna en la bibliografia.

Es pretén determinar la pulsació de cabal  $Q_s^{lxxiii}$ , i seria senzill si es pogués disposar d'un cabalímetre instal·lat a l'interior de la bomba i de mesurar pulsacions d'alta freqüència. Això encara no és possible de manera fiable<sup>lxxiv</sup>, pel que cal buscar una mesura indirecta a partir de la pulsació de pressió generada en el conducte de sortida.

Mitjançant les sèries de Fourier es descompon una funció temporal en les freqüències que la constitueixen. Aquesta descomposició resultant és una funció complexa, el mòdul de la qual representa l'amplitud de cada freqüència en la funció original, i l'argument la fase de la sinusoide bàsica en aquella freqüència. Per tant, per a caracteritzar la pulsació de cabal  $Q_s$ , s'han de trobar els valors de l'amplitud i el desfasament a diferents harmònics múltiples del principal (10 harmònics segons ISO 10767). La bomba de referència de 12 dents, girant a 1500 rpm, té un harmònic principal de 300 Hz i s'han de caracteritzar els harmònics fins a 3000 Hz. D'aquesta manera, tenint en compte la part real i imaginària de l'ona de cabal, amb notació trigonomètrica es representa com

$$Q_{ins}(t) = Q + \sum_{n=1}^{10} Q_n \sin(2\pi nft + \psi_n) + \sum_{n=1}^{10} Q_n \cos(2\pi nft + \psi_n) j \quad (\text{eq. 5.1})$$

mentre que en notació exponencial com

$$Q_{ins}(t) = Q + \sum_{n=1}^{10} Q_n e^{(2\pi nft + \psi_n)j} = Q + Q_s \quad (\text{eq. 5.2})$$

$$Q_s = \sum_{n=1}^{10} Q_n e^{(2\pi nft + \psi_n)j} \quad (\text{eq. 5.3})$$

on  $Q$  és el cabal mig,  $Q_n$  l'amplitud del harmònic  $n$ ,  $f$  la freqüència del harmònic principal,  $\psi_n$  la fase del harmònic  $n$ , i  $Q_s$  la pulsació de cabal<sup>lxxv</sup>. A continuació es descriurà com es converteix aquesta pulsació de cabal en pulsació de pressió, i com es propaguen aquestes ones pel sistema.

Considerant un volum de control com el de la Figura 5-3, en el interior d'un tub amb flux unidimensional sotmès a una resistència característica per unitat de longitud per les forces viscoses  $r$ , proporcional al cabal (règim laminar), podem deduir l'equació del equilibri de forces i l'equació de continuïtat. Aplicant l'equació de Newton al volum de control de massa  $M$  i acceleració  $a$

$$dF = dMa \quad (\text{eq. 5.4})$$

on considerant les forces hidrostàtiques, les resistives, la densitat del fluid  $\rho$  i una velocitat del volum de control  $v$ ,

$$(P - (P + dP) - rQdx)dydz = \rho dx dy dz \frac{dv}{dt} \quad (\text{eq. 5.5})$$

<sup>lxxiii</sup> Subíndex en minúscula, per diferenciar-lo del cabal de lliscament laminar

<sup>lxxiv</sup> Tot i les lloables propostes de Browns i Tilley (128) i Catania i Ferrari (129)

<sup>lxxv</sup> Aquesta doble representació respon a que els números complexos (part real i imaginària) es poden expressar com una funció exponencial (formula de Euler) o com una funció trigonomètrica (formula de Moivre)

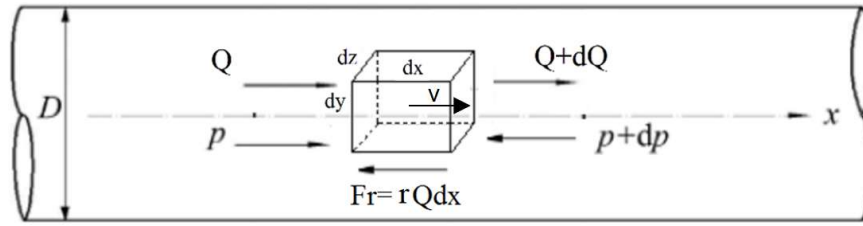


Figura 5-3: Equilibri d'un volum de control dins d'un tub

Tenint en compte que A és l'àrea del tub, aplicant conservació de la massa,

$$\frac{dv}{dt} = \frac{dQ}{Adt} \cong \frac{dQ}{dydzdt} \quad (\text{eq. 5.6})$$

que al ser introduïda a l'Equació 5.5

$$-\left(\frac{dP}{dx} + rQ\right)A = \rho \frac{dQ}{dt} \quad (\text{eq. 5.7})$$

Per tant

$$-\frac{dP}{dx} = rQ + \frac{\rho}{A} \frac{dQ}{dt} \quad (\text{eq. 5.8})$$

El mòdul de compressibilitat tangent efectiu<sup>lxxvi</sup> es defineix com

$$\beta_{ef} = -V \frac{dP}{dV} \quad (\text{eq. 5.9})$$

on dV és la variació del volum de control V sotmès a un dP. Tenint en compte continuïtat,

$$V = Adx; \quad dV = dQdt \quad (\text{eq. 5.10})$$

$$-\frac{dQ}{dx} = \frac{A}{\beta_{ef}} \frac{dP}{dt} \quad (\text{eq. 5.11})$$

Tenint en compte que la derivada de les ones sinusoidals són

$$\frac{dQ}{dt} = Q\omega j; \quad \frac{dP}{dt} = P\omega j \quad (\text{eq. 5.12})$$

sent  $\omega$  la pulsació de l'ona,  $\omega=2\pi f$ . Les equacions d'equilibri de forces 5.8 i la de continuïtat 5.11 queden

$$-\frac{dP}{dx} = \left(r + \frac{j\omega\rho}{A}\right)Q \quad (\text{eq. 5.13})$$

$$-\frac{dQ}{dx} = \frac{A}{\beta_{ef}} j\omega P \quad (\text{eq. 5.14})$$

Combinant 5.13 i 5.14 s'obtenen les següents equacions de la ona de cabal i pressió

$$\frac{d^2Q}{dx^2} = \gamma^2 Q \quad (\text{eq. 5.15})$$

$$\frac{d^2P}{dx^2} = \gamma^2 P \quad (\text{eq. 5.16})$$

on  $\gamma$  és el coeficient de propagació de l'ona<sup>lxxvii</sup>, el qual per cada harmònic pren el valor de

<sup>lxxvi</sup> Tenint en compte l'elasticitat del tub

<sup>lxxvii</sup> El coeficient de propagació d'una ona és una mesura del canvi experimentat per l'amplitud i la fase a mesura que es propaga en una direcció determinada.

$$\gamma = \left( -\frac{\rho\omega^2}{\beta_{ef}} + j\frac{A\omega}{\beta_{ef}} \right) \quad (\text{eq. 5.17})$$

La part real d'aquest coeficient determina el canvi d'amplitud de l'ona al viatjar per el tub, mentre que la part imaginària determina el de la fase. Les solucions general d'aquestes equacions són

$$P = Fe^{-\gamma x} + Ge^{\gamma x} \quad (\text{eq. 5.18})$$

$$Q = \frac{1}{Z_0} (Fe^{-\gamma x} - Ge^{\gamma x}) \quad (\text{eq. 5.19})$$

on  $Fe^{-\gamma x}$  representa l'ona viatjant en direcció creixent de  $x$  al llarg del tub, i  $Ge^{\gamma x}$  representa la reflectida viatjant en direcció oposada, sent  $Z_0$  la impedància característica del tub, la qual per cada harmònic

$$Z_0 = \left( \frac{\rho\beta_{ef}}{A^2} - j\frac{r\beta_{ef}}{A\omega} \right)^{1/2} \quad (\text{eq. 5.20})$$

sent la relació entre l'ona de pressió i la de cabal en qualsevol punt del tub, no depenent de la seva longitud. Per tant, tant  $Z_0$  i  $\gamma$  poden ser calculats a partir de les propietats del fluid a la pressió i la temperatura mitja de treball. Respecte al mòdul de compressibilitat efectiu, esmentar que no depèn únicament del fluid utilitzat, ja que a part dels efectes de la presència de gasos, el seu valor també s'ha de tenir compte l'elasticitat del tub i els seu gruix, molt ben tractat a Dames i Vacca (96). Pot determinar-se com

$$\beta_{ef} = \frac{\beta_T}{1 + \left( \frac{d\beta_T}{e_t E_p} \right)} \quad (\text{eq. 5.21})$$

sent  $\beta_T$  el mòdul de compressibilitat isotèrmic<sup>lxxviii</sup>,  $d$  el diàmetre del tub,  $e_t$  l'espessor i  $E_p$  el mòdul de Young del material del tub<sup>lxxix</sup>.

### 5.2.1.2 Velocitat de propagació de l'ona en un tub

Havent realitzat la hipòtesis d'estar tractant amb ones planes longitudinals<sup>lxxx</sup>, es considera la Figura 5-4 on s'il·lustra un tub de secció  $A$ , sotmès a una variació de pressió  $dP$ , ple d'un fluid de densitat constant  $\rho$  i que es desplaça a velocitat  $v$ . Quan es produeix la pertorbació en l'extrem del tub, aquesta es propaga pel interior del tub a velocitat  $c$ , característica del fluid en qüestió. Per tant, al cap d'un instant  $dt$ , el fluid s'ha desplaçat una distància  $vdt$ , mentre que la pertorbació a arribat a una distància  $cdt$ .

O sigui, el volum de fluid que ha iniciat el moviment en l'instant  $dt$  ha estat

$$dV_0 = Ac dt \quad (\text{eq. 5.22})$$

mentre que la massa afectada haurà estat

$$dM_0 = \rho Ac dt \quad (\text{eq. 5.23})$$

Si el fluid es mou a velocitat  $v$ , aleshores la quantitat de moviment  $\phi$  i la seva variació temporal seran

<sup>lxxviii</sup> L'assaig ISO 10767 és realitza a temperatura constant.

<sup>lxxix</sup> Tub d'acer segons EN 10305-4 ST37.4 DIN2391 NBK amb un mòdul de Young aproximat de  $E_p=230$  MPa.

<sup>lxxx</sup> Realment no és cert que es tracti d'ones en un pla, base de la teoria per la formulació realitzada. En el interior del tub les ones de pressió i cabal són transmises en totes direccions. Aquest fenomen ja ha estat estudiat per Foster i Parker (125), qui demostraren que és possible incloure els efectes de la no-planitud aplicant factors de correcció a la viscositat i la densitat. Aquests estan reflectits en els algoritmes de càlcul del assaig ISO10767:1996 que es presentaran més endavant, justificats a la Tesi Doctoral de Johnston (51).

$$d\phi = dM_0 v = \rho A c v dt; \quad \frac{d\phi}{dt} = \rho A c v \quad (\text{eq. 5.24})$$

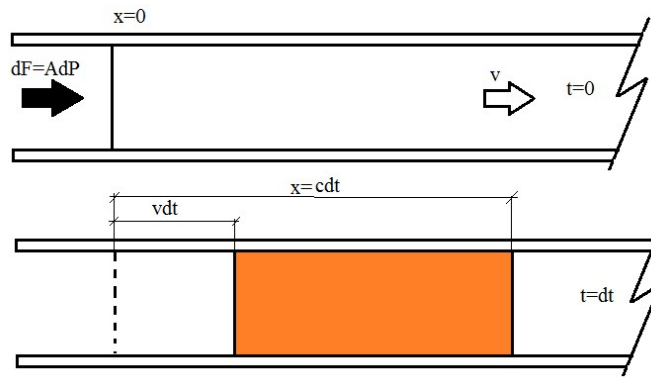


Figura 5-4: Propagació d'una ona longitudinal en un tub

Aplicant continuïtat, la disminució del volum afectat al cap d'un instant  $dt$  ha estat

$$dV = Av dt \quad (\text{eq. 5.25})$$

per tant

$$-\frac{dV}{dV_0} = \frac{Av dt}{Ac dt} = \frac{v}{c} \quad (\text{eq. 5.26})$$

Tornant a la definició de mòdul de compressibilitat,

$$\beta_{ef} = -dV_0 \frac{dP}{dV} \quad (\text{eq. 5.27})$$

Tenint en compte 5.26, la variació de la pressió per la pertorbació de cabal vindrà determinada per

$$dP = -\beta_{ef} \frac{dV}{dV_0} = \beta_{ef} \frac{v}{c} \quad (\text{eq. 5.28})$$

En quant al equilibri de forces, apliquem la segona Llei de Newton segons la qual la força neta aplicada és igual a la variació de la quantitat de moviment. Sent la força aplicada en absència de fregament el diferencial de pressió aplicat a la superfície del tub

$$F = \frac{d\phi}{dt} = \rho c v A \quad (\text{eq. 5.29})$$

$$F = AdP = \beta_{ef} A \frac{v}{c} \quad (\text{eq. 5.30})$$

Igualant les dues expressions

$$\frac{\beta_{ef}}{c} = \rho c \quad (\text{eq. 5.31})$$

De manera que podem calcular la velocitat de propagació d'ona, o del so en el fluid, com<sup>lxxxii</sup>

$$c = \sqrt{\frac{\beta_{ef}}{\rho}} \quad (\text{eq. 5.32})$$

<sup>lxxxix</sup> Número de Mach

<sup>lxxxii</sup> Expressió àmpliament utilitzada però que en cap referència bibliogràfica s'ha aconseguit la seva deducció. D'aquí el incloure-la.

### 5.2.1.3 Determinació de la pulsació de cabal a partir de la pulsació de pressió

Tenint en compte que l'objectiu d'aquest capítol és trobar els paràmetres  $Q_s$  i  $Z_s$  de la Figura 5.2, es definirà a continuació l'estratègia per a determinar-los a partir de la mesura del espectre de pressions en diferents punts del tub de sortida de la bomba. Per a realitzar-ho cal resoldre les equacions generals de l'ona de pressió i cabal, i per tant, s'han de tenir en compte les condicions de contorn. En l'extrem ( $x=1$ ), la impedància<sup>lxxxiii</sup> està definida com

$$Z_T = \frac{P_1}{Q_1} \quad (\text{eq. 5.33})$$

Mentre que a la sortida de la bomba ( $x=0$ ), el cabal del tub és el generat per la bomba  $Q_s$  menys el perdut degut a la seva impedància. Es pot escriure

$$Q_0 = Q_s - \frac{P_0}{Z_s} \quad (\text{eq. 5.34})$$

Aplicant aquestes condicions de contorn a les expressions 5.18 i 5.19, es defineixen

$$F = \frac{Q_s Z_s Z_0}{Z_s + Z_0} \left( \frac{1}{1 - \rho_s \rho_T e^{-2\gamma l}} \right) \quad (\text{eq. 5.35})$$

$$G = \frac{Q_s Z_s Z_0}{Z_s + Z_0} \left( \frac{\rho_T e^{-2\gamma l}}{1 - \rho_s \rho_T e^{-2\gamma l}} \right) \quad (\text{eq. 5.36})$$

on  $\rho_s$  i  $\rho_T$  són el *coeficient de reflexió de la font i del extrem* respectivament, i representen la relació complexa entre la ona de pressió reflectida i la incident. Aquests coeficients estan relacionats amb les impedàncies corresponents de la següent manera<sup>lxxxiv</sup>

$$\rho_s = \frac{Z_s - Z_0}{Z_s + Z_0} \quad (\text{eq. 5.37})$$

$$\rho_T = \frac{Z_T - Z_0}{Z_T + Z_0} \quad (\text{eq. 5.38})$$

Substituint F i G en les equacions generals de l'ona de pressió i cabal 5.18 i 5.19, es pot obtenir el valor i fase de qualsevol harmònic a qualsevol punt del conducte de sortida.

$$P_x = \frac{Q_s Z_s Z_0}{Z_s + Z_0} \left( \frac{e^{-\gamma x} + \rho_T e^{-\gamma(2l-x)}}{1 - \rho_s \rho_T e^{-2\gamma l}} \right) \quad (\text{eq. 5.39})$$

$$Q_x = \frac{Q_s Z_s}{Z_s + Z_0} \left( \frac{e^{-\gamma x} - \rho_T e^{-\gamma(2l-x)}}{1 - \rho_s \rho_T e^{-2\gamma l}} \right) \quad (\text{eq. 5.40})$$

Per conèixer l'ona estacionària és necessari conèixer els dos coeficients F i G. Aquests coeficients no són mesurables directament, però mesurant la pulsació de pressió complexa  $P_1$  i  $P_2$  en els punts  $x_1$  i  $x_2$ , podem trobar els coeficients esmentats,

<sup>lxxxiii</sup> Subíndex T de "termination" en anglès, traduïda com "extrem" en aquest Tesi.

<sup>lxxxiv</sup> Aquesta demostració es troba a Edge i Tilley (46).

$$F = \frac{P_1 e^{\gamma x_2} - P_2 e^{\gamma x_1}}{e^{-\gamma(x_1-x_2)} - e^{\gamma(x_1-x_2)}} \quad (\text{eq. 5.41})$$

$$G = \frac{P_1 e^{-\gamma x_2} - P_2 e^{-\gamma x_1}}{e^{-\gamma(x_1-x_2)} - e^{\gamma(x_1-x_2)}} \quad (\text{eq. 5.42})$$

El coeficient de reflexió es defineix com la relació entre la ona de pressió reflectida i la incident. Per tant, a la terminació, sent  $x=l$ , el podem calcular com

$$\rho_T = \frac{Ge^{\gamma l}}{Fe^{-\gamma l}} = \frac{G}{F} e^{2\gamma l} = \frac{P_1 e^{-\gamma x_2} - P_2 e^{-\gamma x_1}}{P_1 e^{\gamma x_2} - P_2 e^{\gamma x_1}} e^{2\gamma l} \quad (\text{eq. 5.43})$$

i amb l'Equació 5.38 podem determinar la impedància del extrem ( $Z_T$ ).

Ara bé, per a calcular la pulsació de cabal ( $Q_s$ ) a partir de l'Equació 5.34, ens cal determinar primer la impedància interna ( $Z_s$ ). No es pot calcular amb la seva pròpia pulsació degut a que les ones reflectides en la pròpia bomba viatgen en el mateix sentit, freqüències i velocitat que l'ona original. Per tant, al ser el coeficient de reflexió la relació entre la reflectida i incident, és impossible distingir-les.

Per a solucionar aquest problema l'assaig ISO10767-1:1996 utilitza el *mètode de la font secundària* segons la Figura 5-5. Es tracta del ús d'un generador secundari d'ones en el col·locat al final del tub, de manera que la bomba que volem estudiar esdevé equivalent al extrem de la font secundària. La freqüència de generació d'aquesta no ha de ser múltiple de la generada per la bomba a estudiar, perquè no es solapin les ones i es pugin estudiar per separat.

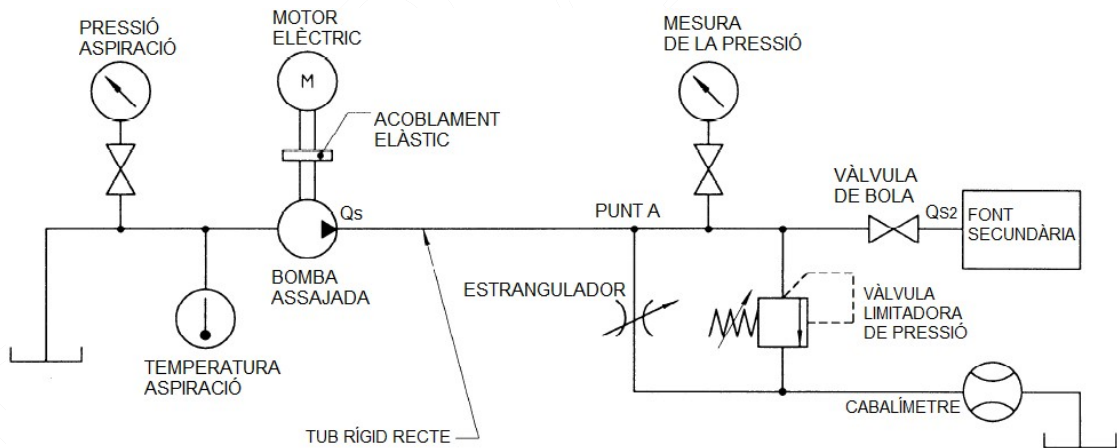


Figura 5-5: Esquema hidràulic assaig ISO 10767-1:1996

La pulsació de pressió generada per la font secundària en qualsevol posició del tub serà

$$P_x = \frac{Q_{s2} Z_T Z_0}{Z_T + Z_0} \left( \frac{e^{-\gamma(1-x)} + \rho_s e^{-\gamma(1+x)}}{1 - \rho_T \rho_s e^{-2\gamma l}} \right) \quad (\text{eq. 5.44})$$

on  $Q_{s2}$  és la pulsació de cabal de la font secundària. Analitzant les característiques de l'ona estacionària generada per la font secundària, és possible calcular el coeficient de reflexió de la font principal  $\rho_s$  aplicant l'Equació 5.43 prenent la bomba assajada com extrem, i per tant, la impedància de la bomba assajada  $Z_s$ . Amb aquesta informació, és possible avaluar la pulsació de cabal de la bomba ( $Q_s$ ), mesurant les pulsacions de pressió de la bomba assajada, sent el resultat d'aclarir  $Q_s$  de l'Equació 5.35.

$$Q_s = \frac{F(Z_s + Z_o)(1 - \rho_s \rho_T e^{-2\gamma l})}{Z_s Z_o} \quad (\text{eq. 5.45})$$

Finalment esmentar que degut a que la impedància de la bomba ( $Z_s$ ) s'ha trobat a les freqüències dels harmònics generats per de la font secundària, per a trobar  $Q_s$  mitjançant l'expressió anterior s'ha de modelitzar la impedància de la bomba per determinar el seu valor a les freqüències corresponents a la pulsació de cabal de la bomba assajada.

#### 5.2.1.4 Modelització de la impedància de la bomba

La impedància de la bomba ve determinada per la morfologia del conducte de sortida, o sigui, l'espai que hi ha entre el punt on produeix l'ona de cabal i la sortida de la bomba. En una bomba d'engranatges, observant la Figura 5-6, es tracta del conducte assenyalat com a 1<sup>lxxxv</sup>. La pulsació de cabal  $Q_s$  calculada amb l'Equació 5.45 es dona en el punt 3, o sigui, just a la sortida de la bomba, mentre que el generat al inici del conducte de sortida  $Q_s^*$  es defineix com *la pulsació de cabal modificada*<sup>lxxxvi</sup>, o sigui, la que identificaríem amb la geomètrica calculada en el Capítol 1.

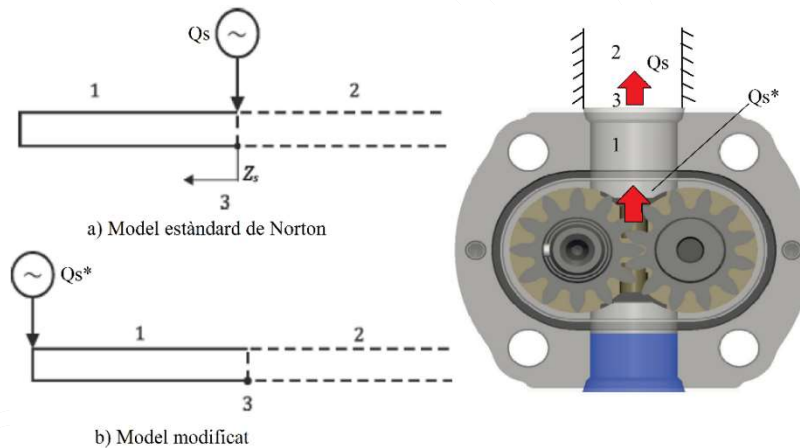


Figura 5-6: Modelització del conducte de sortida

El procediment per extrapolar la impedància  $Z_s$  aconseguida mitjançant l'anàlisi de les pulsacions de la font secundària als múltiples de les freqüència de bombeig de la bomba assajada està detallat en el document ISO 10767-1:1996. La impedància de una BDVP pot ser modelada mitjançant una expressió matemàtica que representi les característiques del conducte de sortida. Aquesta expressió matemàtica s'aplica als valors de la impedància a les freqüències de la font secundària minimitzant la suma d'errors quadràtics i pot correspondre a la representació física del conducte de sortida com un tub uniforme de determinada longitud (*model de paràmetres distribuïts*) o un simple volum de fluid compressible (*model de paràmetres concentrats*). Òbviament tot conducte pot ser representat con una resistència R, una

<sup>lxxxv</sup> Es pot observar que és completament recte, de molt curta longitud i sense cap mena de desviació del cabal. En un model de paràmetres concentrats es modelitza mitjançant una compressibilitat, sense tenir en compte la inductància degut a la inèrcia del fluid.

<sup>lxxxvi</sup> El concepte de cabal modificat  $Q_s^*$  és introduït en el document ISO 10767-1:2015, no existint en el del 1996, tot i que Edge i Johnston (49) ja n'havien fet esment. El cabal mesurat  $Q_s$  s'anomena en el model de Norton, al fer referència al símil amb el model electrotècnic de representar tota font de tensió con una font d'intensitat teòrica i una impedància en paral·lel.



inductància  $L$  i una capacitat  $C$ , però certament alhora de modelar la impedància és molt més senzill considerar un model de paràmetres concentrats, que és el que s'acostuma a fer en bombes d'engranatges. En tot cas anem a argumentar aquest supòsit.

Respecte a la *impedància resistiva*, les pèrdues de pressió en un tub circular de diàmetre  $d$ , longitud  $l$ , amb fluid de viscositat  $\mu$  en règim laminar, venen determinades per l'equació de Darcy-Weisbach

$$\Delta P = f_f \frac{l}{d} \rho \frac{v^2}{2} \quad (\text{eq. 5.46})$$

sent

$$v = \frac{Q}{A}; \quad A = \frac{\pi d^2}{4}; \quad f_f = \frac{Re}{64}; \quad Re = \frac{v d \rho}{\mu} \quad (\text{eq. 5.47})$$

podem escriure

$$\Delta P = RQ \quad \text{on} \quad R = \frac{128 \mu l}{\pi d^4} \quad (\text{eq. 5.48})$$

Respecte a la *impedància capacitiva*, definint el mòdul de compressibilitat com

$$\beta_{ef} = -V_0 \frac{dP}{dV} \quad (\text{eq. 5.49})$$

$$dV = Qdt; \quad V_0 = V_L + V_S; \quad V_L = Al \quad (\text{eq. 5.50})$$

sent  $V_S$  el volum de la cambra d'impulsió anterior al conducte,  $V_L$  el volum del conducte i  $A$  la seva superfície de pas. Si  $P'$  és la pressió inicial, podem escriure

$$P = -\frac{1}{C} \int Qdt + P' \quad \text{on} \quad C = \frac{V_0}{\beta_{ef}} = \frac{Al + V_S}{\beta_{ef}} \quad (\text{eq. 5.51})$$

Respecte a la *impedància inductiva*, la força necessària per accelerar el volum del conducte  $V_L$ <sup>lxxxvii</sup> ve determinada per

$$F = \rho V_L \frac{dv}{dt} \quad (\text{eq. 5.52})$$

Prenent  $\Delta P$  la diferència de pressió entre l'entrada i la sortida del conducte de la bomba,

$$F = \Delta P A \quad V_L = Al \quad dv = \frac{dQ}{A} \quad (\text{eq. 5.53})$$

podem escriure

$$\Delta P = I \frac{dQ}{dt} \quad \text{on} \quad I = \frac{\rho l}{A} \quad (\text{eq. 5.54})$$

---

<sup>lxxxvii</sup> Es fa la hipòtesis de que el volum el qual assoleix velocitat és el corresponent al conducte de sortida, ja que la resta del que hi ha a la cambra d'impulsió (en vermell a la Figura 2-1) està estacionari. Per tant, al prendre la longitud  $l$ , s'haurà de considerar la longitud des de la sortida de la bomba fins el punt d'engranat.

Tal i com es representa a la Figura 5-7, la impedància que veuen les ones de cabal de la font secundària al ser presa la bomba assajada com extrem serà

$$Z_s = Z_L + R + \frac{R_f Z_C}{R_f + Z_C} \quad (\text{eq. 5.55})$$

$R_f$  és la impedància del camí de fuites per anar de la impulsió a l'aspiració, representativa de les folgances internes de la unitat, tenint només component resistiva.  $Z_L$  és la impedància inductiva del conducte de sortida de la bomba i  $Z_C$  la capacitiva. Tenint en compte els valors de  $Z_L$  i  $Z_C$

$$Z_L = \omega I j \quad Z_C = -\frac{1}{\omega C} j \quad (\text{eq. 5.56})$$

s'obté

$$Z_s = \omega I j + R - \frac{R_f \frac{1}{C\omega} j}{R_f - \frac{1}{C\omega} j} \quad (\text{eq. 5.57})$$

Si considerem que les fuites de les bombes de desplaçament volumètric són molt reduïdes, significa que la  $R_f$  té un valor molt elevat tal i com es demostrarà en el Apartat 5.4

$$\frac{R_f \frac{1}{C\omega} j}{R_f - \frac{1}{C\omega} j} = \frac{1}{C\omega j + \frac{1}{R_f}} \cong -\frac{1}{C\omega} j \quad (\text{eq. 5.58})$$

i per tant

$$Z_s = R + \left( \omega I - \frac{1}{C\omega} \right) j \quad (\text{eq. 5.59})$$

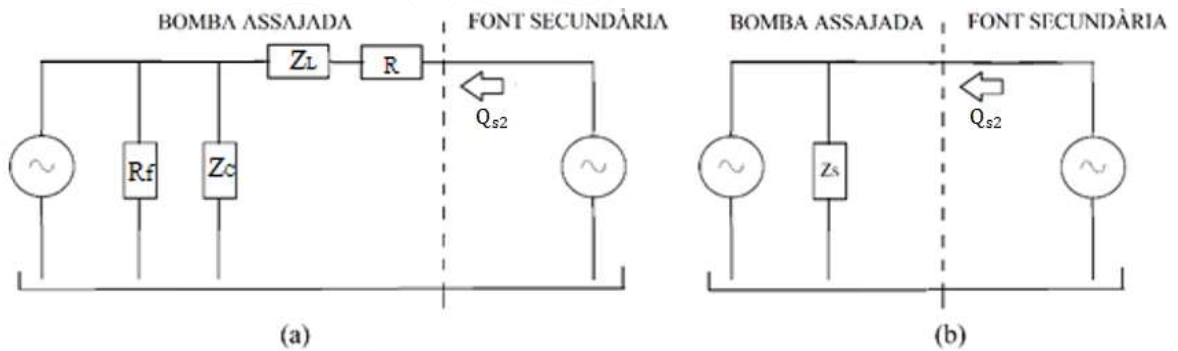


Figura 5-7: Representació de les impedàncies del conducte de sortida

Si prenem pel exemple la bomba assajada girant a 1500 rpm, l'harmònic principal té un període de  $3.3 \times 10^{-3}$ (s), corresponent a una freqüència de 300 Hz. La velocitat de propagació de l'ona és d'aproximadament 1200 m/s, el que implica una longitud d'aproximadament de 4 metres en el primer harmònic i 0.4 m del desè. Per tant, amb una longitud de 30 mm aproximadament del conducte de sortida, el retràs de l'ona entre que es genera i surt de la bomba és insignificant<sup>lxxxviii</sup>. La geometria del conducte de

<sup>lxxxviii</sup> En un model de paràmetres concentrat les variables del sistema (en aquest cas pressió i cabal) només depèn del temps, mentre que en un de paràmetres distribuïts també depenen de la posició.

sortida d'una BE té una complexitat mínima<sup>lxxxix</sup>, sent únicament el volum 1 de la Figura 5-6, incloent el conducte cilíndric que comunica l'interior amb l'exterior de la bomba. Es pot considerar  $l=0$ , raó per la qual, segons les equacions 5.48 i 5.54, és pot menysprear les components resistives i inductives de la impedància de la bomba, sent l'amplitud d'aquesta inversament proporcional a la freqüència, la fase serà de  $-90^\circ$  i no presentarà cap antiressonància.

Per aquesta raó, l'assaig ISO 10767-1:1996 especifica que la forma de la impedància en funció de la freqüència en escala logarítmica ens indicarà quin dels dos models s'ha d'utilitzar. Si la impedància mostra una clara antiressonància, com es pot observar a la Figura 5-8(a), on l'amplitud assoleix un mínim i hi ha un canvi de fase de negativa a positiva, cal agafar un *model de paràmetres distribuïts*. Si la impedància no mostra cap antiressonància i la fase sempre és negativa com es pot observar en la Figura 5-8(b), el més indicat és utilitzar un *model de paràmetres concentrats*. Edge, Johnston (49) (50) van assajar distints tipus de bombes utilitzant diferents fonts secundàries. Per a bombes d'engranatges argumenten que el model més adient hauria d'ésser el de paràmetres concentrats per les raó esmentada, però a més, donat que no generen harmònics significatius a altes freqüències, les antiressonàncies no són significatives.

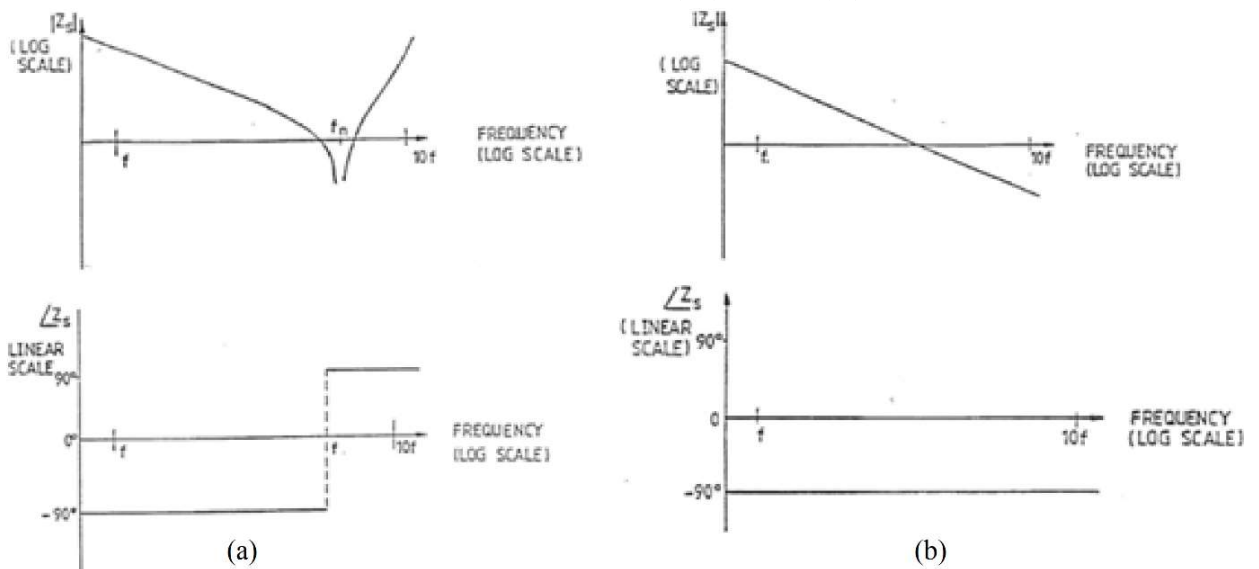


Figura 5-8: Model de paràmetres distribuïts (a) versus concentrats (b)

Font: ISO 10767-1:1996

### 5.2.2 Assaig normalitzat ISO 10767:1996

La finalitat de l'assaig és determinar els valors de la pulsació de cabal  $Q_s$  (l/s) i la impedància de la bomba  $Z_s$ , l'amplitud ( $Ns/m^5$ ) i la fase ( $^\circ$ ), en 10 harmònics de la freqüència de bombeig, utilitzant la base matemàtica descrita anteriorment. L'assaig ISO 10767-1 és aplicable a tota bomba de desplaçament volumètric positiu treballant a freqüències de bombeig entre 100 i 400 Hz. Els assaigs que es presentaran

<sup>lxxxix</sup> No passa el mateix amb bombes de pistons, en les quals des de el punt on es genera el cabal fins a la sortida poden haver-hi canvis de secció considerables, colzes i altres singularitats, amb una fricció considerable, que fan aconsellable l'ús d'un model de paràmetres distribuïts.

han estat realitzats a 1860 rpm, per tant amb una freqüència principal 372 Hz. Es tria aquesta velocitat ja que hi ha la separació adequada entre la de la bomba assajada i la font secundària utilitzada.

### 5.2.3 Descripció del banc d'assaig

La instal·lació oleohidràulica descrita en document ISO 10767-1:1996, l'esquema de la qual es pot observar a la Figura 5-10, es realitza en el mateix equip utilitzat per fer els assaigs del Capítol 2. El motor asíncron està accionat per un convertidor de freqüència que permet mantenir estable la velocitat de rotació. La transmissió de parell es realitza mitjançant un acoblament elàstic que aïlla la bomba assajada de tota vibració. A la sortida d'aquesta es connecta un tub recte amb un diàmetre interior corresponent al forat de descàrrega de la bomba. Es tracta d'un tub oleohidràulic de diàmetre exterior 18 mm i interior 14 mm, en el qual s'han intercalat els porta-sensors, el diàmetre interior dels quals és també de 14 mm. Els diaframes dels sensors queden perfectament enrassats amb el interior del tub. Es tracta d'evitar tota pertorbació en el flux. La longitud del tub, així com la col·locació dels sensors, és funció de la freqüència de bombeig, tal com s'aprecia a la Taula 5-1 i en la Figura 5-11. En la Figura 5-9 és mostra el conjunt de la instal·lació.

FREQÜÈNCIA DE BOMBEIG	50-100 Hz	100-400 Hz
X <sub>1</sub>	0.15 m ±1 %	0.10 m ±1 %
X <sub>2</sub>	0.85 m ±1 %	0.43 m ±1 %
X <sub>3</sub>	1.85 m ±1 %	0.90 m ±1 %
X <sub>4</sub>	Al menys 2 m	Al menys 1 m

Taula 5-1: Longitud del tub i posició dels transductors assaig ISO 10767-1:1996

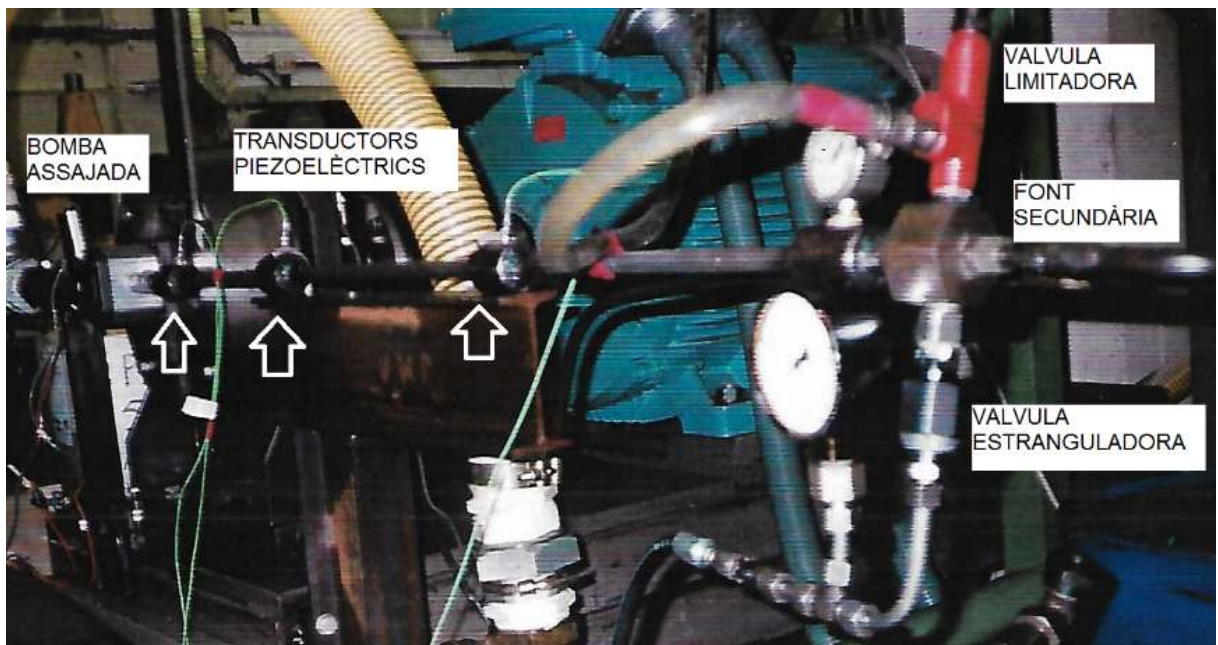


Figura 5-9: Muntatge experimental ISO 10767-1:1996  
(porta-sensors assenyalats)

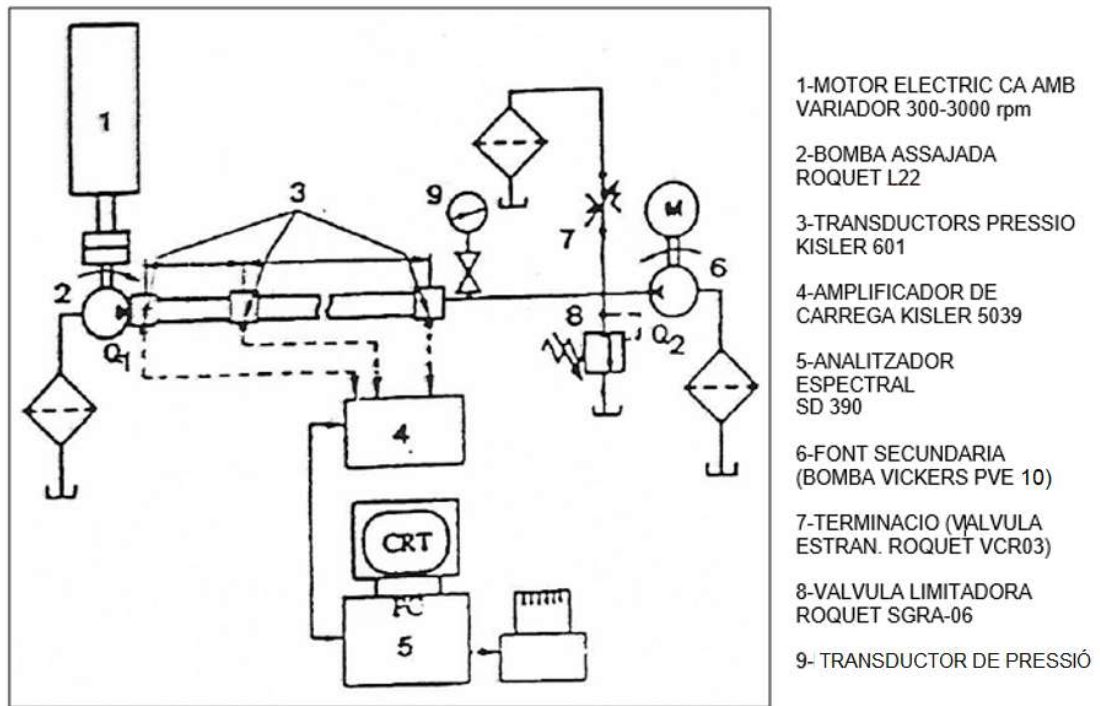


Figura 5-10: Esquema hidràulic i instrumentació ISO 10767-1:1996

ITEM	DESCRIPCIÓ	FABRICANT	MODEL
1	Motor elèctric principal	ABB	M2BA-315-MA
2	Bomba assajada	ROQUET	1L22DE31R
3	Sensor pressió piezoelèctric	KISTLER	601A
4	Amplificador de càrrega	KISTLER	5039A
5	Analitzador senyal	SCIENTIFIC ATLANTA	SDS390
6	Font secundària	VICKERS	PVB-10 (21 cm <sup>3</sup> )
7	Estrangulador	ROQUET	VCR03
8	Vàlvula limitadora	ROQUET	SGRA03
9	Transductor de pressió impulsíó	GP:50	211-D-VB-A-AA/FO/GS

Taula 5-2: Components principals del banc assaig ISO 10767-1:1996

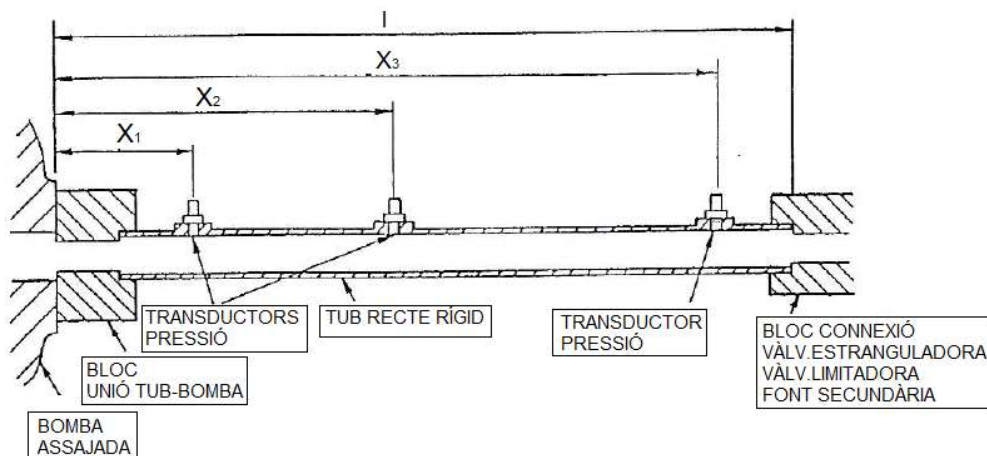


Figura 5-11: Instal·lació transductors pressió segons ISO 10767-1

Cal comentar que l'assaig contempla dues possibilitats. Realitzar els experiments amb dos transductors en el cas que es conegui el mòdul de compressibilitat efectiu adiabàtic i per tant, la velocitat de propagació de l'ona, o realitzar l'assaig amb tres transductors si no es coneix. Encara que amb les dimensions del tub d'acer i el tipus d'oli es pot estimar, s'ha realitzat l'assaig complet amb 3 transductors.

A la finalització del tub, que en el nostre cas té una longitud de 1200 mm, s'ha col·locat una vàlvula estranguladora com extrem (sense cap possible part en moviment tal com estableix l'assaig), així com una vàlvula limitadora que té únicament funció de seguretat, tarada un 20% per sobre de la pressió màxima de treball.

En quant al generador secundari es va voler seguir el camí de Bath, i es va a dissenyar una vàlvula rotativa<sup>xc</sup> la qual anava descomprimint el circuit amb una freqüència controlada. Les oscil·lacions de pressió van resultar no homogènies i de poca amplitud a alta freqüència, pel que es va optar finalment per utilitzar una bomba de 9 pistons axials<sup>xcii</sup> treballant a 1480 rpm, la qual generen un rang d'harmònics considerables amb una freqüència principal de 222 Hz, la qual permet distingir perfectament els seus harmònics del de la bomba assajada en l'anàlisi espectral.

La instrumentació utilitzada pels mesuraments estàtics de pressió i temperatura han estat els transductors de pressió piezo-resistius i sondes de temperatura Pt-100 respectivament descrits en el Capítol 2, mentre que de la instrumentació utilitzada pel anàlisi de les pulsacions de pressions cal esmentar els transductors de pressió piezoelèctrics KISLER 601, els amplificadors de càrrega KISLER 5039 i l'anàlitzador espectral ATLANTA SCIENTIFIC SD 390. A la Taula 5-2 es mostra la relació d'aquests aparells, els quals compleixen amb escriu les especificacions dinàmiques contemplades en el document ISO.

#### 5.2.4 Metodologia experimental

Tenint en compte la base teòrica exposada, l'Annex B del document ISO10767-1:1996 documenta la metodologia matemàtica per arribar a determinar les pulsacions de cabal de la bomba assajada a partir de la captació dels espectres de pressions en tres punts del tub de sortida. Tot i que la presa de dades és relativament senzilla, la formulació per a realitzar els càlculs és d'una alta complexitat. Sobre les correlacions utilitzades, cal cercar el seu origen a la Tesi Doctoral de Johnston (51), encara que no hi són íntegrament les del document ISO<sup>xcii</sup>. A mode de demostració de la feina realitzada, s'aniran mostrant els valors tractats per la fulla de càlcul creada amb EXCEL i alguns gràfics representatius, al mateix temps que es reproduïx la formulació del assaig ISO.

---

<sup>xc</sup> Similar al equip utilitzar en l'estada a la Universitat de Bath amb el Dr. Johnston per familiaritzar-me amb la metodologia

<sup>xcii</sup> Possibilitat contemplada en el document ISO 10767:1996

<sup>xcii</sup> Aquesta és la principal raó per la qual s'ha substituït aquest assaig per ISO10767-1:2015 (9)

L'assaig consta de dues parts, una per avaluar la impedància de la bomba i l'altra per avaluar la pulsació de cabal. La segona no es pot fer sense haver fet la primera. Després d'haver ficat l'equip en marxa durant el temps suficient per la purga del aire del circuit i l'estabilització de les condicions operatives, es comencen a realitzar les següents series d'adquisició de dades a pressions de 50 i 100 bar, i a temperatures de 35 i 70 °C.

En les constants de l'ona F i G, les quals es calcularan en base a les equacions 5.41 i 5.42, el coeficient de propagació  $\gamma$  representa la velocitat i atenuació de la ona propagant-se al llarg del tub, i s'introdueix el coeficient d'esmoreïment de l'ona  $\xi$  complex per a tenir en compte les friccions viscoses en el càlcul del coeficient de propagació de l'ona i la impedància del tub de sortida. Per flux laminar, el qual generalment es produeix en aquest tipus d'assaig<sup>xciii</sup>, hi ha diverses correlacions per quantificar-lo. La utilitzada és la proposada en el propi assaig, deduïda per Johnston (51),

$$\xi = \sqrt{\left(K_1 + \frac{8jK_2}{N_s^2}\right)} \quad (\text{eq. 5.60})$$

on  $K_1$  i  $K_2$  són funcions del denominat *número de cisallament de l'ona*  $N_s$ <sup>xciv</sup>, el qual es pot calcular com

$$N_s = 0.5d \sqrt{\frac{2\pi f}{\nu}} \quad (\text{eq. 5.61})$$

sent  $f$  la freqüència de l'ona,  $d$  el diàmetre del tub i  $\nu$  la viscositat cinemàtica.

Per  $N_s \geq 8$  es poden prendre els següents valors

$$K_1 = 1 + \frac{\sqrt{2}}{N_s} \quad K_2 = 0,425 + 0.175N_s \quad (\text{eq. 5.62})$$

Mentre que per  $N_s < 8$ , es pot prendre

$$K_1 = 1.333 - 0,00466N_s^2 + 0,000273N_s^3 \quad K_2 = 1 + 0,0203N_s^2 - 0,000781N_s^3 \quad (\text{eq. 5.63})$$

D'aquesta manera, el coeficient de propagació i la impedància del tub es calculen com

$$\gamma = j2\pi f \xi c \quad (\text{eq. 5.64})$$

$$Z_0 = \frac{\sqrt{(\rho\beta_{\text{eff}})}}{A} \xi \quad (\text{eq. 5.65})$$

sent únicament variacions de les equacions 5.17 i 5.20 respectivament.

#### 5.2.4.1 Determinació de la impedància interna $Z_s$

Es consideren únicament els harmònics del generador secundari, en el nostre cas la bomba de pistons bombejant a 222 Hz. Els harmònics cinquè i desè, de 1110 i 2220 Hz, són molt proper al harmònic tercer i sisè de la bomba assajada, de 1116 Hz i 2232 Hz respectivament. Els resultats en aquests harmònics s'han

<sup>xciii</sup> Un cabal màxim de 30 lpm, per un tub d'interior 14 mm, resulta amb una velocitat del fluid de 3.2 m/s. Tenint en compte una densitat de 890 Kg/m<sup>3</sup> i una viscositat de 0.03 Pa.s ens porta a un Número de Reynolds de 1349, o sigui, molt per sota dels 2500 que defineixen el límit del règim laminar.

<sup>xciv</sup> Número adimensional que quantifica la relació entre les forces d'inèrcia i les viscoses a les quals està sotmès el fluid. En el cas d'ones planes en l'interior d'un tub, aquests efectes foren estudiats per Foster i Parker (125).

de qüestionar, ja que la fiabilitat de la metodologia depèn de la separació efectiva entre els harmònics generats per la font secundària i la bomba assajada. En la resta dels harmònics es compleix aquest condicionant tal i com es pot observar a la Taula 5-3.

Experimentalment es procedeix de la següent manera (observar la Figura 5-3):

- Es fica en marxa la bomba assajada amb la vàlvula de bola que separa la font secundària tancada. Es regula la pressió de treball mitjançant la vàlvula estranguladora.
- Es fica en marxa el generador secundari (bomba de pistons) i s'obre la vàlvula de bola i regulant mitjançant el compensador que la pressió de treball estigui lleugerament per sobre de la regulada anteriorment (aprox. 5 bar). Aquesta serà la pressió a la qual es realitzarà l'assaig.<sup>xcv</sup>.
- S'adquireixen els espectres de pressió que cobreixin al menys 10 harmònics de la freqüència de bombeig de la bomba assajada, o sigui, fins a 3720 Hz. Això no ha sigut del tot possible, ja que no s'han trobat harmònics significatius del generador secundari a partir del harmònic 15, o sigui 3330 Hz. Considerant harmònics superiors hi havia el risc de treballar amb el propi soroll electromagnètic del equip de mesura. En la Figura 5-12 es pot apreciar un exemple.
- Repetir els assaigs a 35 i 70°C, a 50 i 100 bar per cada temperatura.

Amb aquestes dades es pot determinar la impedància interna de la bomba assajada i la velocitat de propagació del so. Per aquest càlcul experimental s'utilitza un mètode iteratiu, el qual requereix un valor d'inici de  $\beta_{\text{eff}}$  i  $c_0$ , basat l'Equació 5.21 i 5.32 respectivament. La Taula 5-5 mostra els resultats d'aquesta iteració, mentre que la Taula 5-6 mostra les constants considerades en l'assaig.

El valor experimental de la velocitat del so ve determinada per

$$c_{0,\text{new}} = c_{0,\text{old}} + \varphi \Delta c_0 \quad (\text{eq. 5.66})$$

sent  $\varphi$  un factor de relaxació i  $\Delta c_0$  l'increment de la velocitat en cada iteració<sup>xcvi</sup>

$$\Delta c_0 = \frac{\sum_{i=1}^n \text{Re}(\varepsilon_i \bar{\vartheta}_i)}{\sum_{i=1}^n (\vartheta_i \bar{\vartheta}_i)} = \frac{\sum_{i=1}^n J_i}{\sum_{i=1}^n G_i} \quad (\text{eq. 5.67})$$

on  $i=1$  fins a 10 harmònics dels generador secundari

$$\varepsilon_i = P_{1,i} \sin[k(x_3 - x_2)] + P_{2,i} \sin[k(x_1 - x_3)] + P_{3,i} \sin[k(x_2 - x_1)] \quad (\text{eq. 5.68})$$

$$\vartheta_i = \frac{k}{c_{0,\text{old}}} [P_{1,i} \cos[k(x_3 - x_2)] + P_{2,i} \cos[k(x_1 - x_3)] + P_{3,i} \cos[k(x_2 - x_1)]] \quad (\text{eq. 5.69})$$

on  $P_{m,i}$  és  $i$  harmònic de la pulsació de pressió mesurat en el transductor de la posició  $m$ , sent

<sup>xcv</sup> Aquest detall del procediment no l'explica el document ISO 10767-1:1996 i es considera molt important dur-lo a terme. Treballen de manera simultània ambdues bombes, i en precisen harmònics significatius de la font secundària. Si degut a un augment del taratge del seu compensador de pressió s'aconsegueix fer augmentar la pressió de treball, significa que està bombejant cabal, i el plat no està completament pla. En la visualització en l'anàlitzador d'espectres es fica de manifest l'augment de l'amplitud dels harmònics una vegada comença a bombejar.

<sup>xcvi</sup>  $\text{Re}(\varepsilon_i \bar{\vartheta}_i)$ : Part real de  $\varepsilon_i \bar{\vartheta}_i$



$$k = \frac{2\pi f_i \sqrt{K_1}}{c_{0,old}} \quad (\text{eq. 5.70})$$

Durant l'adquisició de les dades s'ha treballat amb el valor de l'amplitud i de la fase del transductor en la posició 1 ( $P_{1,i}$ ), mentre que es disposa de l'amplitud i la fase de la relació entre les senyals en la posició 2 i 3 respecte la de la posició 1. Per tant en la fulla de càlcul definim

$$R_i = \frac{\epsilon_i}{P_{1,i}} \quad i \quad R'_i = \frac{\vartheta_i}{P_{1,i}}; \quad J_i = \text{Re}(R_i \bar{R}'_i) \quad i \quad G_i = R'_i \bar{R}'_i \quad (\text{eq. 5.71})$$

calculant-se  $K_1$  segons les equacions 5.62 i 5.63. El factor de relaxació  $\phi$  condiona la velocitat de convergència i l'estabilitat del procés iteratiu, havent-se pres  $\phi=0,7$  tal com suggereix el document ISO. La iteració es duu a terme fins que

$$\Delta c_0 < c_{0,old} \times 10^{-4} \quad (\text{eq. 5.72})$$

Les velocitats de so resultants són les mostrades a la Taula 5-4

NºHARMÒNIC	BOMBA ASSAJADA (Hz)	FONT SECUNDÀRIA (Hz)
1	372	222
2	744	444
3	1116	666
4	1488	888
5	1860	1110
6	2232	1332
7	2604	1554
8	2976	1776
9	3348	1998
10	3720	2220

Taula 5-3: Comparació entre els harmònics de la bomba assajada i la font secundària

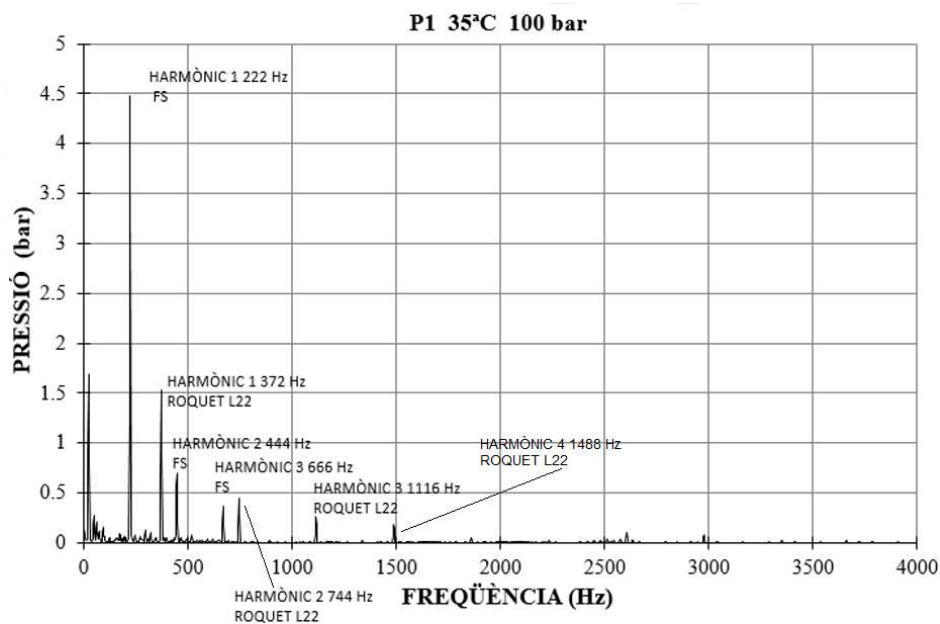


Figura 5-12: Espectre de pressió funcionant la font secundària (Sensor 1, 100 bar, 35°C)

Parametrizació del comportament polsant

PRESSIÓ (bar)	TEMPERATURA (°C)	VELOCITAT DEL SO (m/s)
50	35	1264
100	70	1288
50	35	1271
100	70	1276

Taula 5-4: Resultats del càlcul de la velocitat de propagació del so<sup>xviii</sup>

ISO19767 100 bar 70°C L22 CÀLCUL VELOCITAT SO									
inici	1 iteracions		61						
velocitat inicial	1262,65	vel.iterat.	1276,37	m/s					
		error	0,00151443						
x1	0,1	m							
x2	0,43	m							
x3	0,9	m							
l	1,2	m							
harmònic	frequència	k1	k	R	Rconj	R'	R' conj	Ji	Gi
1	372	1,18285591	71,154362	0,9034+0,4368i	0,9034-0,4368i	-0,0367+0,0094i	-0,0367-0,0094i	-0,029049	0,0014353
2	744	1,15376288	140,547745	-1,1859-0,3059i	-1,1859+0,3059i	0,0091+0,027i	0,0091-0,027i	-0,019051	0,0008118
3	1116	1,13894045	209,463024	-1,3872-0,9545i	-1,3872+0,9545i	-0,083-0,0191i	-0,083+0,0191i	0,1333686	0,0072538
4	1488	1,12929866	278,099369	-1,0312+0,008i	-1,0312-0,008i	-0,0411-0,0523i	-0,0411+0,0523i	0,0419639	0,0044245
5	1860	1,12228312	346,542757	0,8817-0,0726i	0,8817+0,0726i	0,2788+0,01i	0,2788-0,01i	0,245092	0,0778294
6	2232	1,11683452	414,840618	0,4864+0,5424i	0,4864-0,5424i	0,2168-0,0203i	0,2168+0,0203i	0,0944408	0,0474143
7	2604	1,11241765	483,022745	0,0953+0,1904i	0,0953-0,1904i	0,0613+0,3808i	0,0613-0,3808i	0,0783462	0,1487663
8	2976	1,10872678	551,109454	0,9124-1,3412i	0,9124+1,3412i	0,0542-0,0356i	0,0542+0,0356i	0,0971988	0,004205
9	3348	1,10557191	619,11541	1,3753+0,4474i	1,3753-0,4474i	-0,3402-0,1118i	-0,3402+0,1118i	-0,517896	0,1282353
10	3720	1,10282744	687,051651	0,1353-0,7671i	0,1353+0,7671i	0,2964+0,2137i	0,2964-0,2137i	-0,123826	0,1335207

Taula 5-5: Càlcul iteratiu de la velocitat del so (100 bar 70 °C)

ISO19767 100 bar 70°C L22 CÀLCUL CONSTANTS						
diàmetre(mm)	1,4000E+01	mod.Young(Pa)	2,1000E+11			
viscositat(cSt)	3,2000E+01	espessor(mm)	2,0000E+00			
coef.compr(bar)	1,5000E+04	densitat(kg/m3)	8,9000E+02			
coef.efect(bar)	1,4189E+04	vel.so inicial(m)	1,2627E+03			
	n°cisallament	efec. viscosos		impedància tub		coef.prop.ona
Frequència(Hz)	Ns	K1	K2	ξ	Z0(Ns/m^5)	γ(m-1)
3,1250E+00	5,4833E+00	1,6039E+00	1,3846E+00	1,2747+0,1445i	9305394946,5547+1054859629,542i	-0,002247+0,019822i
6,2500E+00	7,7545E+00	1,5079E+00	1,7820E+00	1,2317+0,0962i	8991492081,0162+702266410,8093i	-0,002992+0,038307i
9,3750E+00	9,4973E+00	1,4589E+00	2,0870E+00	1,2103+0,0765i	8835270654,9111+558455097,9928i	-0,003569+0,056463i
1,2500E+01	1,0967E+01	1,4271E+00	2,3441E+00	1,1964+0,0652i	8733799728,6091+475964344,956i	-0,004056+0,074419i
1,5625E+01	1,2261E+01	1,4039E+00	2,5707E+00	1,1863+0,0577i	8660069055,5408+421213845,1527i	-0,004486+0,092238i
1,8750E+01	1,3431E+01	1,3859E+00	2,7755E+00	1,1784+0,0522i	8602398529,0814+381063478,6304i	-0,00487+0,109949i
2,1875E+01	1,4507E+01	1,3713E+00	2,9638E+00	1,172+0,0481i	8555678102,5826+351133205,4046i	-0,005236+0,127577i
2,5000E+01	1,5509E+01	1,3591E+00	3,1391E+00	1,1667+0,0447i	8516987749,3884+326312978,8272i	-0,005561+0,145143i
2,8125E+01	1,6450E+01	1,3487E+00	3,3037E+00	1,1621+0,042i	8483407442,8424+306602798,898i	-0,005878+0,162642i
3,1250E+01	1,7340E+01	1,3396E+00	3,4594E+00	1,1581+0,0397i	8454207176,2807+289812645,625i	-0,006174+0,180091i
3,4375E+01	1,8186E+01	1,3316E+00	3,6075E+00	1,1546+0,0378i	8428656943,0392+275942519,0082i	-0,006466+0,197502i
3,7500E+01	1,8995E+01	1,3245E+00	3,7490E+00	1,1514+0,0361i	8405296729,7898+263532405,7195i	-0,006737+0,21486i
4,0625E+01	1,9770E+01	1,3181E+00	3,8848E+00	1,1486+0,0346i	8384856543,1966+252582305,7588i	-0,006995+0,232198i

Taula 5-6: Càlcul de les constants ISO107676-1:1996 (100 bar 70 °C)

Una vegada determinada la velocitat de propagació del so, es procedeix al càlcul de la impedància de la bomba assajada en els harmònics generats pel generador secundari. Per a cada freqüència considerada

<sup>xviii</sup> Les petites diferències són justificables tenint en compte les correlacions del mòdul de compressibilitat amb la pressió i temperatura. Es poden consultar per exemple a "Pipeline Rules of Thumb Handbook", de McAllister (126)

Parametrizació del comportament polsant

$$Z_{s,i} = Z_0 \frac{t_2 s_{1,1} - t_1 s_{2,1} + t_1 s_{2,2} - t_2 s_{1,2}}{t_2 s_{1,1} - t_1 s_{2,1} - t_1 s_{2,2} + t_2 s_{1,2}} \quad (\text{eq. 5.73})$$

a on pels tres transductors de pressió

$$s_{k,l} = \sum_{m=1}^3 \{f_k(x_m) f_l(x_m)\} \quad t_k = \sum_{m=1}^3 \{P_{m,i} \overline{f_k(x_m)}\} \quad (\text{eq. 5.74})$$

sent

$$f_1(x) = e^{-\gamma x} \quad f_2(x) = e^{\gamma x} \quad (\text{eq. 5.75})$$

avaluant els valors de  $\gamma$  i  $Z_0$  segons les expressions 5.64 i 5.65 respectivament. El resultat es poden observar a la Taula 5-7. Una vegada determinada la impedància de la bomba assajada en els harmònics de la freqüència del generador secundari, es procedeix a modelar-la amb els criteris indicats en l' Apartat 5.2.1.4. La norma ISO 10767-1 ofereix dues possibilitats, mostrats a la Figura 5-8. Si els resultats presenten una antiresonància, caldria utilitzar un model de paràmetres distribuïts, mentre que si no en presenta cap, un de paràmetres concentrats. El cert és que observant de la Figura 5-15 a la Figura 5-22 sempre s'evidencia un canvi de fase, i per tant, el model més adient hauria de ser de paràmetres distribuïts. En tot cas, les BE, degut al seu conducte de sortida relativament simple, es solen modelar amb paràmetres concentrats, de manera que s'ha procedit a realitzar ambdues modelitzacions, les quals han de donar resultats anàlegs en els primers harmònics, que al cap i a la fi, són els més representatius en aquest tipus de BDVP.

ISO19767 100 bar 70°C. L22 CALCUL IMPEDANCIA Zs EXP.													
Frequència	$\gamma$	TRANSDUCTOR 1				TRANSDUCTOR 2				TRANSDUCTOR 3			
		f1	f2	f1 conj	f2 conj	f1	f2	f1 conj	f2 conj	f1	f2	f1 conj	f2 conj
222	-0.016009+1.213618i	0.9942-0.1213i	0.9911+0.1209i	0.9942+0.1213i	0.9911-0.1209i	0.8729-0.5019i	0.8609+0.4951i	0.8729+0.5019i	0.8609-0.4951i	0.4672-0.9006i	0.4539+0.875i	0.4672+0.9006i	0.4539-0.875i
444	-0.022744+2.393673i	0.9737-0.2376i	0.9693+0.2365i	0.9737+0.2376i	0.9693-0.2365i	0.5205-0.8653i	0.5104+0.8486i	0.5205+0.8653i	0.5104-0.8486i	-0.5624-0.8518i	-0.5398+0.8176i	-0.5624+0.8518i	-0.5398-0.8176i
666	-0.027823+3.564673i	0.9397-0.3499i	0.9345+0.348i	0.9397+0.3499i	0.9345-0.348i	0.0384-1.0113i	0.0375+0.9874i	0.0384+1.0113i	0.0375-0.9874i	-1.0231+0.0683i	-0.9731-0.0649i	-1.0231-0.0683i	-0.9731+0.0649i
888	-0.03224+4.730374i	0.8931-0.4571i	0.8873+0.4541i	0.8931+0.4571i	0.8873-0.4541i	-0.4531+0.9071i	-0.4407+0.8823i	-0.4531-0.9071i	-0.4407-0.8823i	-0.4524+0.9247i	-0.4269-0.8725i	-0.4524-0.9247i	-0.4269+0.8725i
1110	-0.035883+5.89199i	0.8344-0.5577i	0.8284+0.5537i	0.8344+0.5577i	0.8284-0.5537i	-0.8335+0.5801i	-0.8092+0.5625i	-0.8335-0.5801i	-0.8092-0.5625i	0.575+0.858i	0.539+0.8043i	0.575-0.858i	0.539-0.8043i
1332	-0.039085+7.051176i	0.7645-0.6507i	0.7586+0.6456i	0.7645+0.6507i	0.7586-0.6456i	-1.0108-0.1112i	-0.9774+0.1075i	-1.0108+0.1112i	-0.9774-0.1075i	0.0338-0.0651i	0.9635+0.0607i	0.0338+0.0651i	0.9635-0.0607i
1554	-0.042508+8.207824i	0.6846-0.7348i	0.6788+0.7286i	0.6846+0.7348i	0.6788-0.7286i	-0.9428+0.3851i	-0.909+0.3713i	-0.9428-0.3851i	-0.909-0.3713i	0.4677-0.9278i	0.4333-0.8594i	0.4677+0.9278i	0.4333+0.8594i
1776	-0.045047+9.363588i	0.5954-0.809i	0.5901+0.8018i	0.5954+0.809i	0.5901-0.8018i	-0.8459+0.7889i	-0.8213+0.7589i	-0.8459-0.7889i	-0.8213-0.7589i	-0.5648+0.8749i	-0.5208+0.8068i	-0.5648-0.8749i	-0.5208-0.8068i
1998	-0.04869+10.517144i	0.4985-0.8725i	0.4937+0.8641i	0.4985+0.8725i	0.4937-0.8641i	-0.1929+0.0028i	-0.185+0.9617i	-0.1929-0.0028i	-0.185-0.9617i	-1.0439+0.0425i	-0.9563+0.0389i	-1.0439-0.0425i	-0.9563-0.0389i
2220	-0.050738+11.669154i	0.395-0.9242i	0.391+0.9149i	0.395+0.9242i	0.391-0.9149i	0.3073+0.9748i	0.2941+0.9331i	0.3073-0.9748i	0.2941-0.9331i	-0.4957+0.922i	-0.4524+0.8414i	-0.4957-0.922i	-0.4524-0.8414i
2442	-0.053438+12.820281i	0.2863-0.9637i	0.2833+0.9535i	0.2863+0.9637i	0.2833-0.9535i	0.7343+0.7127i	0.7013+0.6806i	0.7343-0.7127i	0.7013-0.6806i	0.5419+0.8985i	0.4922+0.8161i	0.5419-0.8985i	0.4922-0.8161i
2664	-0.055646+13.969862i	0.1739-0.9904i	0.172+0.9795i	0.1739+0.9904i	0.172-0.9795i	0.9854+0.2793i	0.9394+0.2662i	0.9854-0.2793i	0.9394-0.2662i	1.0513+0.0068i	0.9511+0.0062i	1.0513-0.0068i	0.9511-0.0062i
2886	-0.057413+15.119664i	0.0591-1.004i	0.0585+0.9926i	0.0591+1.004i	0.0585-0.9926i	1.0007-0.222i	0.9525+0.2113i	1.0007-0.222i	0.9525-0.2113i	0.5319+0.9088i	0.4796+0.8196i	0.5319-0.9088i	0.4796-0.8196i

f2 conj	s11	s12	s21	s22	t1'	t2'	Zo	Zsi	Amplitud Zs	Fase Zs	ImZs/fi	
0.4539-0.875i	3.04638155	0.8977+1.9223i	0.8977-1.9223i	2.95481905	1.8244+0.8533i	1.859-0.8006i	8024233251.1594+105850966.2862i	16989312871.7223-52269313326.8888i	54961057737	-71.9938993	-1.2E-13	
-0.5398-0.8176i	3.06606679	0.0261+0.4243i	0.0261-0.4243i	2.93595868	1.5635-0.6903i	1.7847+0.6025i	7913272238.2249+75190668.3964i	2387021921.28713-15218266154.5642i	15404333754	-81.0854606	-6.8E-12	
-0.9731+0.0648i	3.08106685	0.7504+0.8627i	0.7504-0.8627i	2.92189488	2.9097-1.263i	3.5594+0.7836i	7856331718.4295+61320559.7796i	1575994440.56922-9338742462.95011i	9470790319	-80.4209019	-6.2E-12	
-0.4269-0.8725i	3.09443389	-0.6294-0.8011i	-0.6294+0.8011i	2.90987774	-0.6957-1.584i	9.1471-3.9703i	7819101378.5634-53290486.4751i	2192861845.35814-5891804889.61068i	6285908599	-69.5345703	-5.2E-12	
0.539+0.8043i	3.10527991	0.3496-0.9386i	0.3496+0.9386i	2.89984323	0.3351-3.1041i	-1.4115-1.1682i	7791361125.3297+47450433.1628i	-1818191015.30708-8993519.39580178i	1818204467	-99.7791847	-7.8E-09	
0.9635-0.0607i	3.11493327	2.128+0.8953i	2.128-0.8953i	2.89115707	0.7274+0.7679i	0.725-0.5237i	7770190932.0725+43070393.1785i	-107835488.857143-165852330.886898i	197491535.9	-83.0252762	2.21E-11	
0.4333-0.8594i	3.12533818	0.0487+2.5017i	0.0487-2.5017i	2.88208934	0.198+1.2286i	0.9011-0.3842i	7752697127.1355+40150366.5224i	-2207372512.74152-2458057879.42941i	3303716384	71.92400221	-3.8E-12	
-0.5208-0.8068i	3.13298123	-0.9064+1.0238i	-0.9064-1.0238i	2.87520830	0.5486+1.8557i	0.4118-1.8014i	7738800645.5186-37230339.8662i	140544048.671665-10669016.9246933i	6303716384	88.34111614	-1.9E-10	
-0.9563+0.0389i	3.14411021	-0.4399-1.3138i	-0.4399+1.3138i	2.86552329	0.3134+1.4257i	0.3391-1.7707i	7726390532.2299-35770326.5381i	1574878283.61762-2158980849.44212i	2672229407	53.89428915	-4.3E-12	
-0.4524+0.8414i	3.15064146	-2.0618-0.9835i	-2.0618+0.9835i	2.85971315	0.3151+1.6059i	0.4714-1.7147i	7715440432.2693-33580306.546i	4126678951.66632-1788772547.75605i	4498891738	63.41162804	3.97E-12	
0.4922+0.8161i	3.15878102	-1.2744-1.3381i	-1.2744+1.3381i	2.85273924	-0.1083+1.4853i	-0.0432-1.4222i	7705950345.6367-32120293.2179i	305682932.78036+5187069245.28285i	5196066650	86.62715909	1.27E-13	
0.9511-0.0062i	3.16543295	0.911+0.171i	0.911-0.171i	2.8489687	-0.3785+1.1182i	-0.333-0.8391i	7697190285.6682-30660279.8898i	-299612704.681593-1171754510.94877i	1209452937	-104.342734	-3.1E-12	
0.4796-0.8196i	3.17102835	-0.5786+1.4121i	-0.5786-1.4121i	2.84234127	-0.4871+0.4795i	0.0883-0.4897i	7689890199.0278-29200266.5617i	-498774861.900444-7018900301.91913i	7034604908	-94.0656364	-2E-13	
									c1	9470790319		
											Suma(Zs,fi)	-4.4E-13

Taula 5-7: Exemple del càlcul impedància interna (100 bar 70 °C)

### 5.2.4.1.1 Impedància interna amb un model de paràmetres distribuïts

Prent el model de paràmetres distribuïts, la impedància ve definida com

$$Z_{SM,i} = \frac{c_1}{j \tan(c_2 f_i)} \quad (\text{eq. 5.76})$$



Parametrizació del comportament polsant

Els valors òptims de  $c_1$  i de  $c_2$  s'avaluen minimitzant la suma d'errors quadràtics entre les dades experimentals i el model en els 10 harmònics considerats de la font secundària. Es requereix un valor inicial de  $c_1$  i de  $c_2$  per a començar la iteració. Al considerar un model de paràmetres distribuïts, es presentarà una antiressonància en la qual la fase passa de manera sobtada de negativa a positiva, i l'amplitud és mínima. Sent la freqüència a la qual es produeix l'antiressonància ( $f_n$ ), el coeficient  $c_2$  inicial és estimat com

$$c_2 = \frac{\pi}{2f_n} \tag{eq. 5.77}$$

El coeficient  $c_1$  inicial pot estimar-se com l'amplitud de la impedància (en  $Ns/m^5$ ) a la freqüència de  $f_n/2$ . Les correccions s'apliquen als coeficients de la següent manera

$$c_{k,NEW} = c_{k,OLD} + \varphi \Delta c_k \tag{eq. 5.78}$$

tant per  $c_1$  com per  $c_2$ , sent el coeficient de relaxació  $\varphi = 0.7$

Els valors de les correccions s'obtenen dels següents càlculs, assenyalant-se com A,B,C,D termes que s'han tingut en compte per separat a la fulla de càlcul, tal com s'indica a la Taula 5-8.

$$\Delta c_1 = \frac{t_2 s_{1,2} - t_1 s_{2,2}}{s_{1,1} s_{2,2} - s_{2,1} s_{1,2}} \quad i \quad \Delta c_2 = \frac{t_1 s_{2,1} - t_2 s_{1,1}}{s_{1,1} s_{2,2} - s_{2,1} s_{1,2}} \tag{eq. 5.79}$$

on en aquest cas

$$t_k = \sum_{i=1}^m \text{Re}\{\alpha_i \overline{\sigma_{k,i}}\} \quad i \quad s_{k,l} = \sum_{i=1}^m \text{Re}\{\overline{\sigma_{k,i}} \sigma_{l,i}\} \tag{eq. 5.80}$$

sent

$$\alpha_i = jZ_{s,i} \sin(f_i c_{2,OLD}) - c_{1,OLD} \cos(f_i c_{2,OLD}) = A + B \tag{eq. 5.81}$$

$$\sigma_{1,i} = -\cos(f_i c_{2,OLD}) \tag{eq. 5.82}$$

$$\sigma_{2,1} = jZ_{s,i} f_i \cos(f_i c_{2,OLD}) + f_i c_{1,OLD} \sin(f_i c_{2,OLD}) = C + D \tag{eq. 5.83}$$

Es procedeix a iterar fins que

$$|\Delta c_k| \leq c_{k,OLD} \times 10^{-3} \tag{eq. 5.84}$$

ISO19767 100 bar 70°C L22 CÀLCUL MODEL DISTRIBUÏTS													
inici		0 iteracions				0 fn				1332			
c1	9,47E+09	(Ns/m <sup>5</sup> )	c1 nou	9470790319	error	0	0	0	0	0	0	0	
c2	0,0011655		c2 nou	0,0011655	error	0	0	0	0	0	0	0	
	0,001179279												
armonic	freqüencia	Modul Zs	Fase Zs	Zs	A	B	a	σ1	σ1 conj	C	D	σ2	σ2 conj
1	222	54961057737	-71,9930993	16909312071,7223-52269313326,8880i	13373817995,631+4346947831,4413i	9155524952,5611	421823043,0699+4346947831,4413i	-0,966712676560744	-0,966712676560744	-0,966712676560744	-0,966712676560744	-0,966712676560744	-0,966712676560744
2	444	15404333754	-81,08548064	2387021921,28713-15218388154,5542i	7528375789,32269+1180843981,20942i	8230759741,90939	-702380972,5987+1180843981,20942i	-0,869087571416698	-0,869087571416698	-0,869087571416698	-0,869087571416698	-0,869087571416698	-0,869087571416698
3	666	9470790319	-80,42090195	1575994440,56922-9338742462,95011i	6542622940,03751+1104124824,2092i	6758022099,92484	-215399159,88733+1104124824,2092i	-0,713564747219049	-0,713564747219049	-0,713564747219049	-0,713564747219049	-0,713564747219049	-0,713564747219049
4	888	6285908599	-89,58457025	2192661845,35814-5891084969,61056i	5065413843,02612-1885347081,29003i	4835377226,24946	230036616,77666+1885347081,29003i	-0,510556887376236	-0,510556887376236	-0,510556887376236	-0,510556887376236	-0,510556887376236	-0,510556887376236
5	1110	1818204467	-99,77918466	-308832040,112523-1791784098,05753i	1723436851,99973-297051703,709837i	2590820755,36301	-867383903,36328-297051703,709837i	-0,273559087267713	-0,273559087267713	-0,273559087267713	-0,273559087267713	-0,273559087267713	-0,273559087267713
6	1332	197491535,9	-83,02527622	23981022,5819264-196030143,904909i	195997139,775453+23976965,0764795i	173782343,891059	22214795,884394+23976965,0764795i	-0,0183492969475694	-0,0183492969475694	-0,0183492969475694	-0,0183492969475694	-0,0183492969475694	-0,0183492969475694
7	1554	3303716384	71,92400221	1025062002,067+3140667101,19844i	-305037333,90933+995586381,79854i	-2254822496,24622	-795531837,66311+995586381,79854i	0,238082083997609	0,238082083997609	0,238082083997609	0,238082083997609	0,238082083997609	0,238082083997609
8	1776	140948421,6	88,34111614	4079799,48093119+140889363,599095i	-123700653,966819+3582057,94301349i	-4533320027,12844	4409619373,13182+3582057,94301349i	0,478663329505379	0,478663329505379	0,478663329505379	0,478663329505379	0,478663329505379	0,478663329505379
9	1998	2672229407	53,89428915	1574678283,61762+2158906849,44212i	-1580667841,02199+1143686728,03964i	-6510012191,34532	4941944550,32333+1143686728,03964i	0,68737924342969	0,68737924342969	0,68737924342969	0,68737924342969	0,68737924342969	0,68737924342969
10	2220	4496891736	63,41162304	2012897859,47592-4021328568,41735i	-2116217970,02929+10591179046,14583i	8053305196,75346	5937087226,72417+10591179046,14583i	0,850330851546512	0,850330851546512	0,850330851546512	0,850330851546512	0,850330851546512	0,850330851546512
11	2442	5196068650	86,62715909	305682932,78036+5187069245,28285i	-1510279514,11061+89003375,3860664i	-9060455473,80493	7550175959,69432+89003375,3860664i	0,956673642710782	0,956673642710782	0,956673642710782	0,956673642710782	0,956673642710782	0,956673642710782
12	2664	1209452937	-104,3427339	-299612704,681593-1171754510,54677i	42994503,080205-10993513,7675542i	-9464412751,31156	9507407254,37177-10993513,7675542i	0,999326860660306	0,999326860660306	0,999326860660306	0,999326860660306	0,999326860660306	0,999326860660306
13	2886	7034604908	-94,06563643	-498774861,9004437016900301,91913i	-1545264144,34606+109840367,830951i	-9238283877,75224	7690019733,40618+109840367,830951i	0,975450154275081	0,975450154275081	0,975450154275081	0,975450154275081	0,975450154275081	0,975450154275081

Taula 5-8: Càlcul coeficients  $c_1$  i  $c_2$  del model de paràmetres distribuïts (100 bar 70 °C)

5.2.4.1.2 Impedància interna amb un model de paràmetres concentrats

Prenent el model de paràmetres concentrats, la impedància ve definida per

$$Z_{SM,i} = \frac{c_1}{jf_i} \tag{eq. 5.85}$$

El valor òptim del coeficient  $c_1$  s'avaluen minimitzat la suma d'errors quadràtics entre el model i els resultats experimentals pels harmònics considerats del generador secundari, sent

$$c_1 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \text{Im}(Z_{s,i} f_i) \tag{eq. 5.86}$$

5.2.4.1.3 Coincidència dels models en els primers harmònics

Una vegada obtingut el model de paràmetres distribuïts i concentrats, s'efectuen petites modificacions dels coeficients per tenir un model comú en els primers harmònics, de manera que el càlcul de les pulsacions de cabal sigui independent del model utilitzat. A la Taula 5-9 es pot observar un exemple del resultat del assaig a 100 bar i 70°C.

c1 (lumped) 7.6823E+12		LUMPED PARAMETERS			DISTRIBUTED PARAMETERS		
harmònic	freqüència	Zsm,i	Mod Zsm,i	Fase Zm,i	Zsm,i	Mod Zsm,i	Fase Zm,i
1	372	-20651380304,5712i	20651380305	-90	-20457737950,1646i	20457737950	-90
2	744	-10325690152,2856i	10325690152	-90	-8036645438,82152i	8036645439	-90
3	1116	-6883793434,85708i	6883793435	-90	-2622120861,49803i	2622120861	-90
4	1488	-5162845076,14281i	5162845076	-90	1562106947,96833i	1562106948	90
5	1860	-4130276060,91425i	4130276061	-90	6438157256,75106i	6438157257	90
6	2232	-3441896717,42854i	3441896717	-90	15792626623,3193i	15792626623	90
7	2604	-2950197186,36732i	2950197186	-90	88481765460,849i	88481765461	90
8	2976	-2581422538,0714i	2581422538	-90	-27928846761,2945i	27928846761	-90
9	3348	-2294597811,61903i	2294597812	-90	-9954518631,54094i	9954518632	-90
10	3720	-2065138030,45712i	2065138030	-90	-3746879617,82585i	3746879618	-90

Taula 5-9: Valors dels models de paràmetres distribuïts i concentrats (100 bar 70 °C)

5.2.4.2 Càlcul de la pulsació de cabal  $Q_s$

Una vegada modelitzada la impedància interna de la bomba, es determina la pulsació de cabal. Experimentalment es procedeix de la següent manera:

- Es tanca la vàlvula de bola de manera que la bomba assajada descarregui per la vàlvula estranguladora, podent-se aturar el generador secundari. Es regula aquesta vàlvula fins assolir la pressió d'assaig (50 i 100 bar), ja que al haver disminuït el cabal, la pressió haurà baixat lleugerament.<sup>xcviii</sup>

<sup>xcviii</sup> Notar que s'està fent una mica de trampa. La impedància de la font secundària és la impedància del extrem respecte les ones generades per la bomba assajada. Si es fa aquesta maniobra, es modifica la part resistiva d'aquesta. D'aquí la importància de que aquesta variació sigui mínima. En tot cas, el fet que hi sigui és garantia que la font secundària està bombejant i per tant, els harmònics són de qualitat. Una solució de compromís és una variació de 2-3 bar com s'ha comentat en l'apartat anterior.

- Es mesura la pulsació de pressió dels tres transductors, i es generen els espectres de pressió en els 10 primers harmònics de la freqüència de bombeig de la bomba assajada. Els espectres de les senyals tractades pel analitzador, el qual realitza directament la FFT, són els mostrats des de Figura 10-21 a la 10-32<sup>xcix</sup> del Annex A de resultats addicionals.
- Repetir els assaigs a 35 i 70°C, a 50 i 100 bar per cada temperatura.

Amb aquestes dades es procedeix a determinar la pulsació de cabal. Seguint el procediment del document ISO, es determinen els següents coeficients.

$$F_i = \frac{t_1 s_{2,2} - t_2 s_{1,2}}{s_{1,1} s_{2,2} - s_{2,1} s_{1,2}} \quad (\text{eq. 5.87})$$

$$G_i = \frac{t_2 s_{1,1} - t_1 s_{2,1}}{s_{1,1} s_{2,2} - s_{2,1} s_{1,2}} \quad (\text{eq. 5.88})$$

on  $t_k$  i  $s_{k,l}$  es calculen segons les equacions 5.80. Pel càlcul dels harmònics de la pulsació de<sup>c</sup>

$$Q_{s,i} = \left| \frac{F_i + G_i}{Z_{SM,i}} + \frac{F_i - G_i}{Z_o} \right| \times 10^8 \quad (\text{eq. 5.89})$$

### 5.3 Estudi analític de la impedància $Z_s$ a partir de ISO 4409

En l'Apartat 5.2.1.4 s'ha argumentat el sentit físic del terme impedància interna, i la raó per la qual en BE generalment s'opta per tractar-la amb un model de paràmetres concentrats. Bàsicament vol dir que no és té en compte la longitud del conducte de sortida pel fet que la longitud de l'ona és molt superior a la d'aquest. Al no haver-hi longitud significativa, no es considera ni la resistència viscosa ni la inèrcia del fluid, quedant reduïda a una impedància capacitiva la qual es inversament proporcional a la freqüència de l'ona. Ara bé, considerant un volum del conducte de sortida de la bomba de referència<sup>ci</sup> de 20 cm<sup>3</sup>, i un conducte de diàmetre 14 mm i longitud 35 mm, es poden calcular els valors de les impedàncies implicades en  $Z_s$  segons l'Equació 5.55, de manera que com a alternativa al complicat càlcul experimental exposat, la impedància d'una BE<sup>cii</sup> es podria estudiar analíticament tenint en compte el sistema que es mostra a la Figura 5-7. Aquest consta de:

- Una resistència  $R_f$  que correspon a les fuites des de la impulsió a l'aspiració a través del joc intern de la unitat.
- Una resistència en R corresponent a la fricció viscosa en el conducte de sortida, avaluat per règim laminar segons l'Equació 5.48. Cal tenir en compte que aquestes resistències són la causa que la

<sup>xcix</sup> Veure Annex A per resultats addicionals necessaris per a realitzar l'assaig ISO 10767 i que no s'ha cregut convenient mostrar-los en aquest capítol ja que a no ho menciona el document ISO.

<sup>c</sup> Multiplicar per 10<sup>8</sup> permet expressar els resultats en l/s. En les equacions la pressió s'utilitza en bar i el cabal en m<sup>3</sup>/s. (1 bar = 100000 Pa) i (1 m<sup>3</sup>/s=1000 l/s).

<sup>ci</sup> El qual és superior al del conducte de sortida, ja que s'ha de considerar tot el volum en vermell de la Figura 2-1

<sup>cii</sup> Únicament fa falta una proveta per omplir la impulsió i conèixer el volum, i un peu de rei per mesurar el diàmetre i la longitud del conducte de sortida.

impedància tingui una component real. Per tant, es pot esperar que els resultats experimentals mostrin un valor de fase no exactament de 90°

- Una capacitat corresponent a la compressibilitat del volum l'oli des d'on es genera el cabal en el punt d'engranat fins a la sortida de la bomba, calculada segons l'Equació 5.51. Aquest valor d'impedància és dominant a baixes freqüències.
- La inèrcia corresponent a la massa d'oli a la sortida de la bomba, calculada segons l'Equació 5.54. Aquesta impedància provoca l'existència d'antiresonàncies i ressonàncies, i el seu valor és dominant a altes freqüències.

Pel càlcul de  $R_f$ , es té en compte el model de fuites del Capítol 2. La pèrdua de cabal es pot quantificar com

$$Q_f = C_S \frac{\Delta PD}{\mu} + C_{st} \sqrt{\frac{2\Delta PD^{\frac{4}{3}}}{\rho}} \quad (\text{eq. 5.90})$$

Els valors de  $C_S$  i  $C_{ST}$  es calculen mitjançant una regressió dels valors a 1860 rpm, velocitat a la qual s'ha realitzat l'assaig ISO 10767:1996. En la Figura 5-13 i la Figura 5-14 s'ha ajustat els seus valors a una corba exponencial i polinòmica respectivament, per a facilitar el càlcul del cabal de fuites a distintes pressions. Per tant, el valor de  $R_f$  es calcula com<sup>ciii</sup>

$$R_f = \frac{\Delta P}{Q_f} = \frac{\Delta P}{C_S \frac{\Delta PD}{\mu} + C_{st} \sqrt{\frac{2\Delta PD^{\frac{4}{3}}}{\rho}}} \quad (\text{eq. 5.91})$$

En la Taula 5-10 es mostren els valors de les quatre impedàncies considerades en els tres primers harmònics de la bomba girant a 1860 rpm utilitzant un oli VG32 amb el qual s'han realitzat els assaigs. Es pot observar que la hipòtesis realitzada en l'apartat 5.2.1.4 de considerar el valor de  $1/R_f$  nul és totalment vàlida, i per tant, la impedància interna de la bomba vista des de la font secundària pot determinar-se amb l'expressió 5.59. Tot i això, a les figures des de la 5-15 a la 5-22 s'ha representat el resultat de  $Z_S$  (representació en color groc) tenint en compte  $R_f$  segons l'Equació 5.91. A la Taula 5-11 hi ha un visualització de la fulla de càlcul utilitzada, la qual serviria com senzilla alternativa al complex càlcul experimental de  $Z_S$ . Com es pot observar comparant els resultats exposats en l'Apartat 5.4.1, s'ha demostrat ser una alternativa totalment vàlida en el cas de la BE que ens ocupa.

<sup>ciii</sup> Es recorda que pel càlcul del cabal de fuites, no és suficient el valor del rendiment volumètric segons ISO 4409, ja que en el seu càlcul també es té en compte la reducció del volum del oli al ser comprimit, el qual no es pot considerar una fuga.

Parametrització del comportament polsant

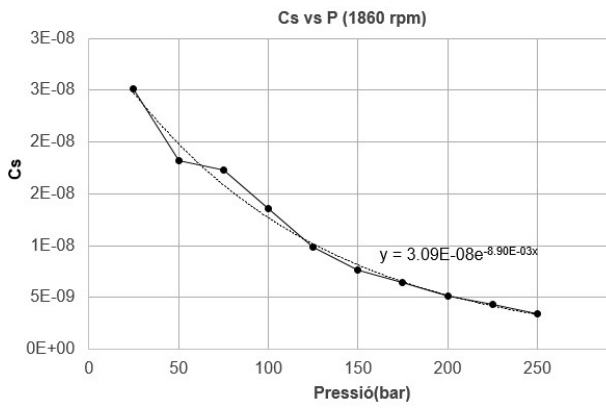


Figura 5-13: Correlació del coeficient de fuites laminars

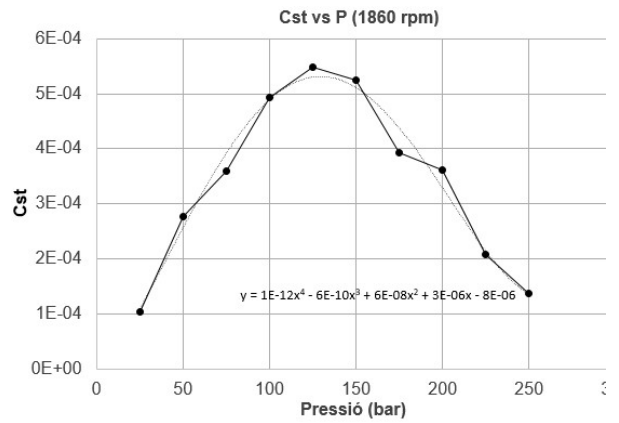


Figura 5-14: Correlació del coeficient fuites turbulentes

IMPEDANCIA (Ns/m <sup>5</sup> )	FREQUÈNCIA (Hz)			
	0	372	744	1116
R <sub>f</sub>	4.513x10 <sup>11</sup>	4.513x10 <sup>11</sup>	4.513x10 <sup>11</sup>	4.513x10 <sup>11</sup>
R	6.742x10 <sup>5</sup>	6.742x10 <sup>5</sup>	6.742x10 <sup>5</sup>	6.742x10 <sup>5</sup>
Z <sub>c</sub>	∞	2.548x10 <sup>10</sup>	1.277x10 <sup>10</sup>	8.516x10 <sup>9</sup>
Z <sub>L</sub>	0	5.314x10 <sup>8</sup>	1.060x10 <sup>9</sup>	1.590x10 <sup>9</sup>

Taula 5-10: Valors de les impedàncies del port de sortida en els tres primers harmònics

PRESSIO	P	100	bar	CAUDAL	24.55	l/min
PRESSIO	P	1.00E+07	Pa	ARMONIC 1	372	Hz
VEL. ROT.	n	1860	rpm	ISOVG32		
VEL.ROT.	ω	194.68	rad/s			
DESPL.VOLUM.		14.6	cm <sup>3</sup> /rev			
DESPL.VOLUM.	D	2.32E-06	m <sup>3</sup> /rad			
TEMPERATURA	T	70	°C			
VISCOSITAT	μ	0.010	Pa*s			
DENSITAT	ρ	890	kg/m <sup>3</sup>			
MODUL COMPR.	B	1.50E+09	Pa			
D.SORTIDA	d	14	mm			
LONGITUD	L	35	mm			
AREA	A	1.54E-04	m <sup>2</sup>			
VOLUM CONDUCTE	VL	5.39E-06	m <sup>3</sup>		5.39	cm <sup>3</sup>
VOLUM TOT. IMP.	Vo	2.00E-05	m <sup>3</sup>		20.00	cm <sup>3</sup>
COMPRESSIBILITAT	C	1.333E-14	m <sup>3</sup> /Pa			
INERCIÀ	I	202456.8	N*s/m <sup>3</sup>			
COEF.FUGAS LAM	Cs	1.27E-08				
COEF.FUGAS TURB	Cst	0.0004805				
FUGAS LAMINARS	Q <sub>s</sub>	3.09E-05	m <sup>3</sup> /s		1.851	lpm
FUGAS TURBULENTES	Q <sub>st</sub>	1.26E-05	m <sup>3</sup> /s		0.758	lpm
FUGAS TOTALS	Q <sub>f</sub>	4.35E-05	m <sup>3</sup> /s		2.610	lpm
RESIST.FUITES	R <sub>f</sub>	2.30E+11	N*s/m <sup>5</sup>			
RESIST.CONDUCTE	R	3.55E+05	N*s/m <sup>5</sup>			
REACT. CAPACITIVA	X <sub>C</sub>	funcio ω Z <sub>c</sub> =1/ωC	N*s/m <sup>5</sup>			
REACT.INDUCTIVA	X <sub>L</sub>	funcio ω Z <sub>L</sub> =ωL	N*s/m <sup>5</sup>			
f(Hz)	ω(rad/s)	Z <sub>L</sub> (N*s/m <sup>5</sup> )	Z <sub>c</sub> (N*s/m <sup>5</sup> )	Z <sub>s</sub> (N*s/m <sup>5</sup> )	Z <sub>s</sub> Abs (Ns/m <sup>5</sup> )	Z <sub>s</sub> Fase(°)
1	6.3	1271428.57i	11942675159235.7	29840182705.599-4423694171.3883i	2.299E+11	-1.10
5	31.4	6357142.86i	2388535031847.13	27814366909.237-21923461895.7427i	2.289E+11	-5.50
11	69.1	13985714.29i	-1085697741748.7	20056054243.198-46588589646.7732i	2.249E+11	-11.96
22	138.2	27971428.57i	-542848870874.35	194951729750.356-82544178851.09i	2.117E+11	-22.96

Taula 5-11: Exemple del càlcul analític de la impedància interna Z<sub>s</sub>



## 5.4 Resultats

### 5.4.1 Impedància interna de la bomba $Z_s$

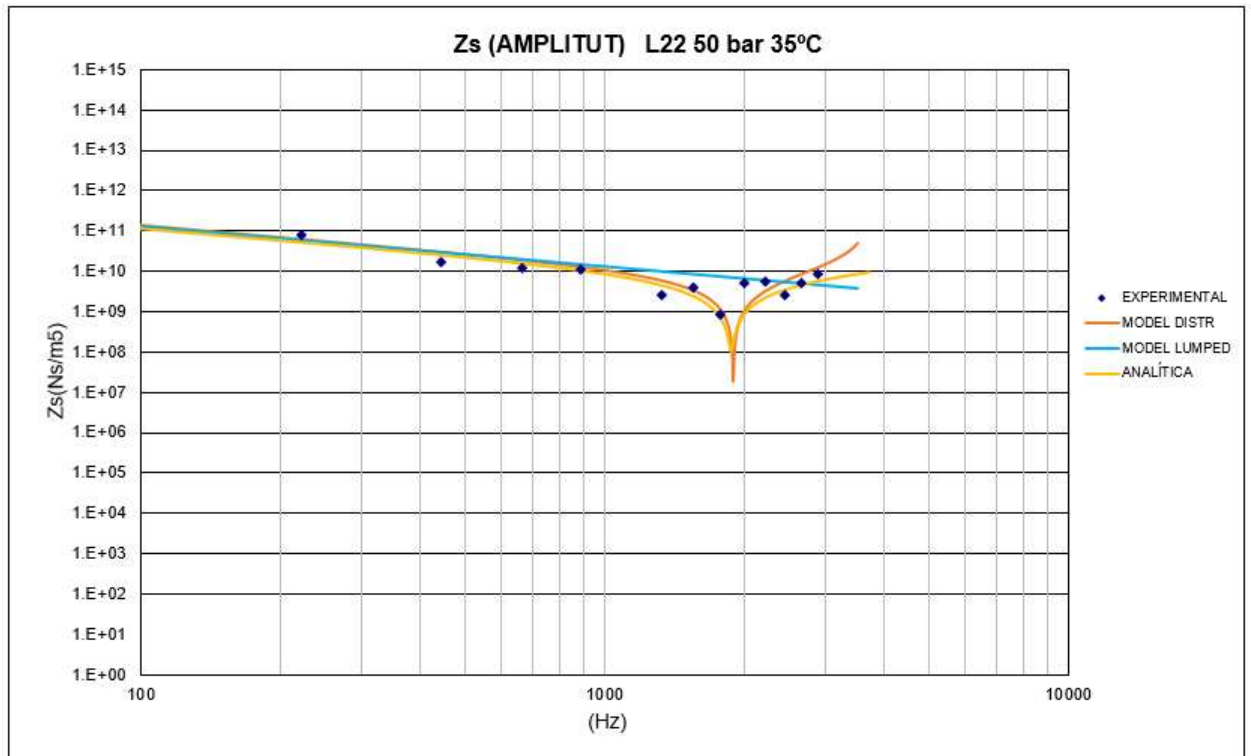


Figura 5-15: Amplitud de  $Z_s$  experimental i modelitzada (50 bar 35°C)

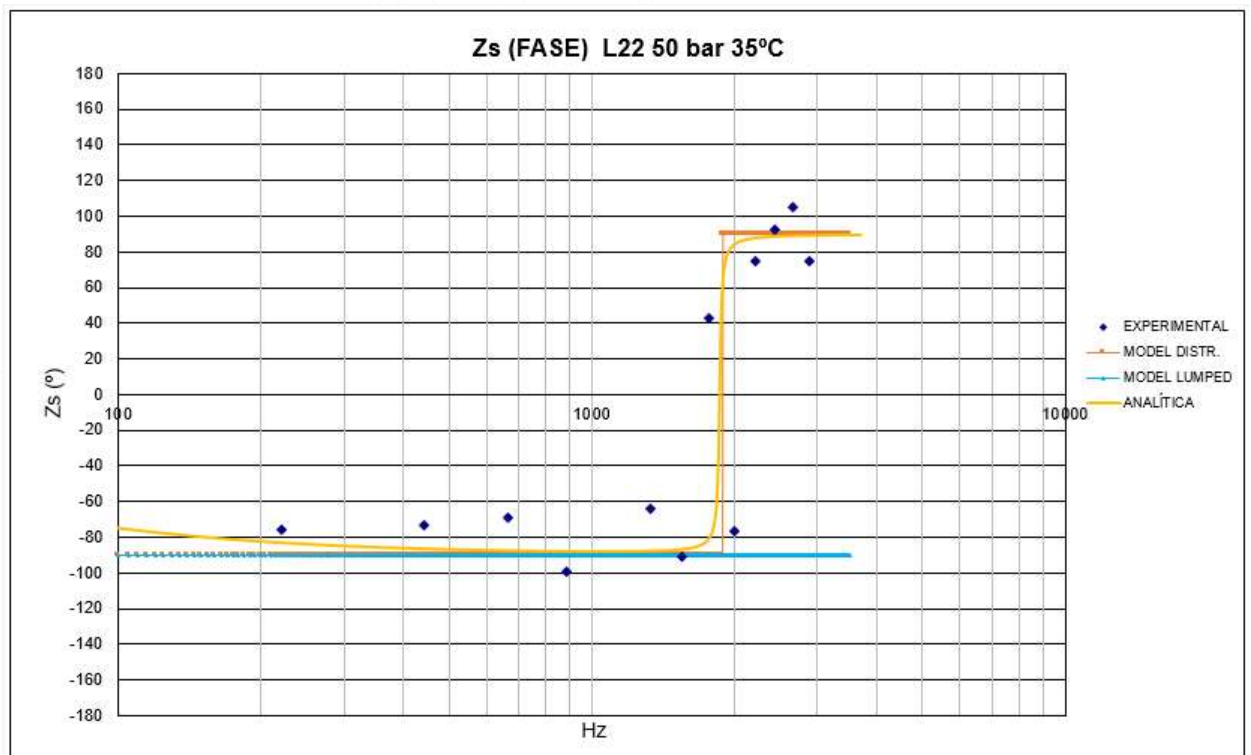


Figura 5-16: Fase de  $Z_s$  experimental i modelitzada (50 bar 35°C)

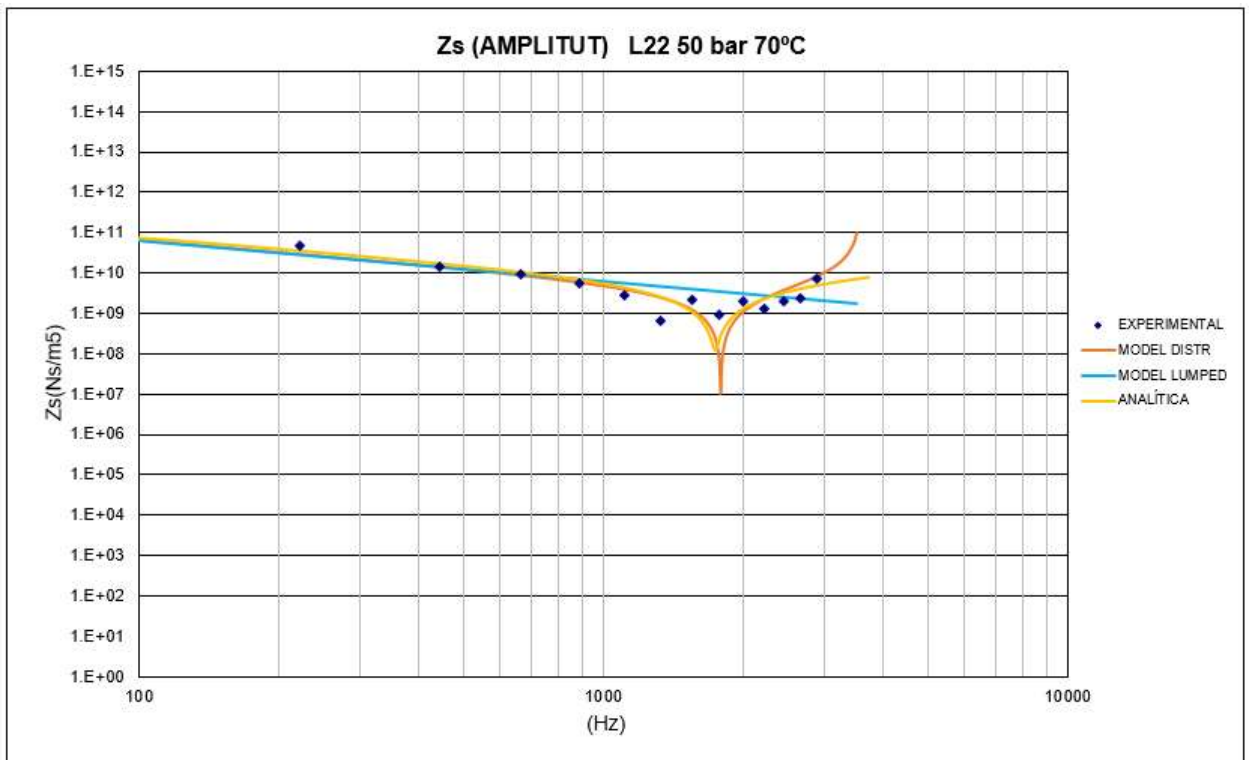


Figura 5-17: Amplitud de  $Z_s$  experimental i modelitzada (50 bar 70 °C)

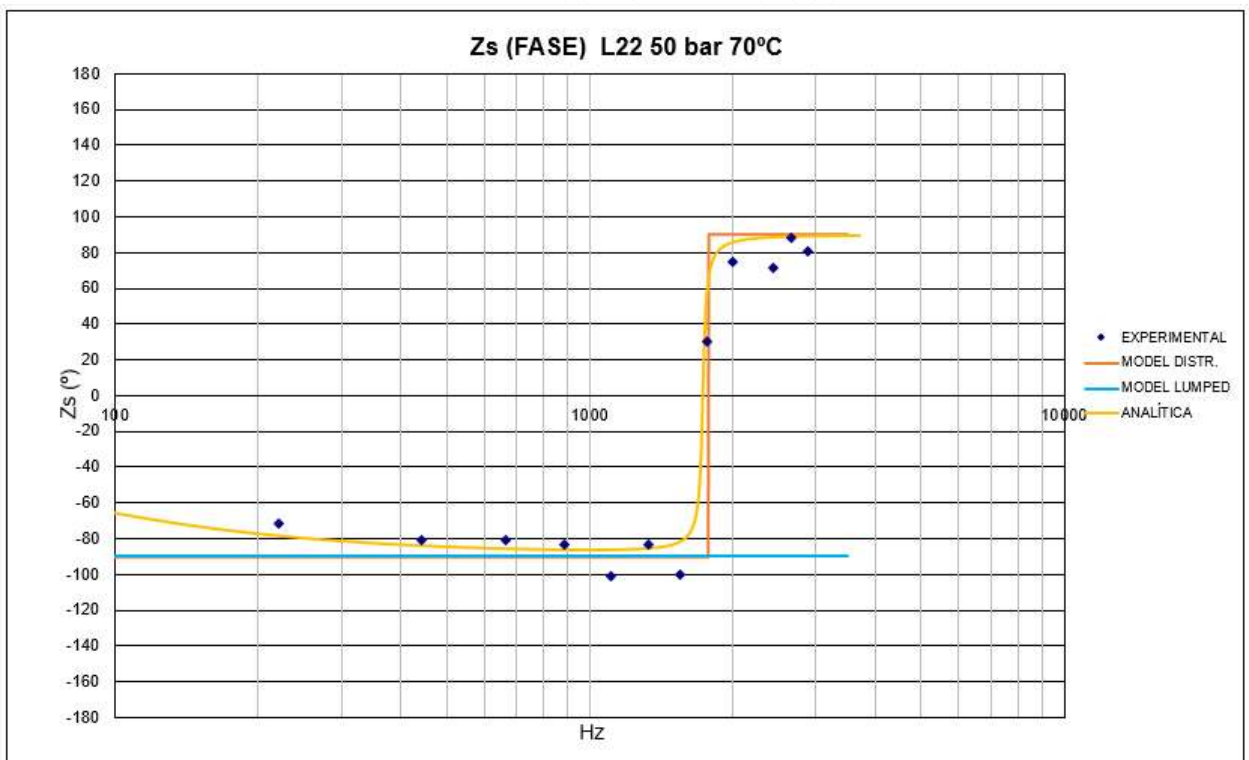


Figura 5-18: Fase de  $Z_s$  experimental i modelitzada (50 bar 70 °C)

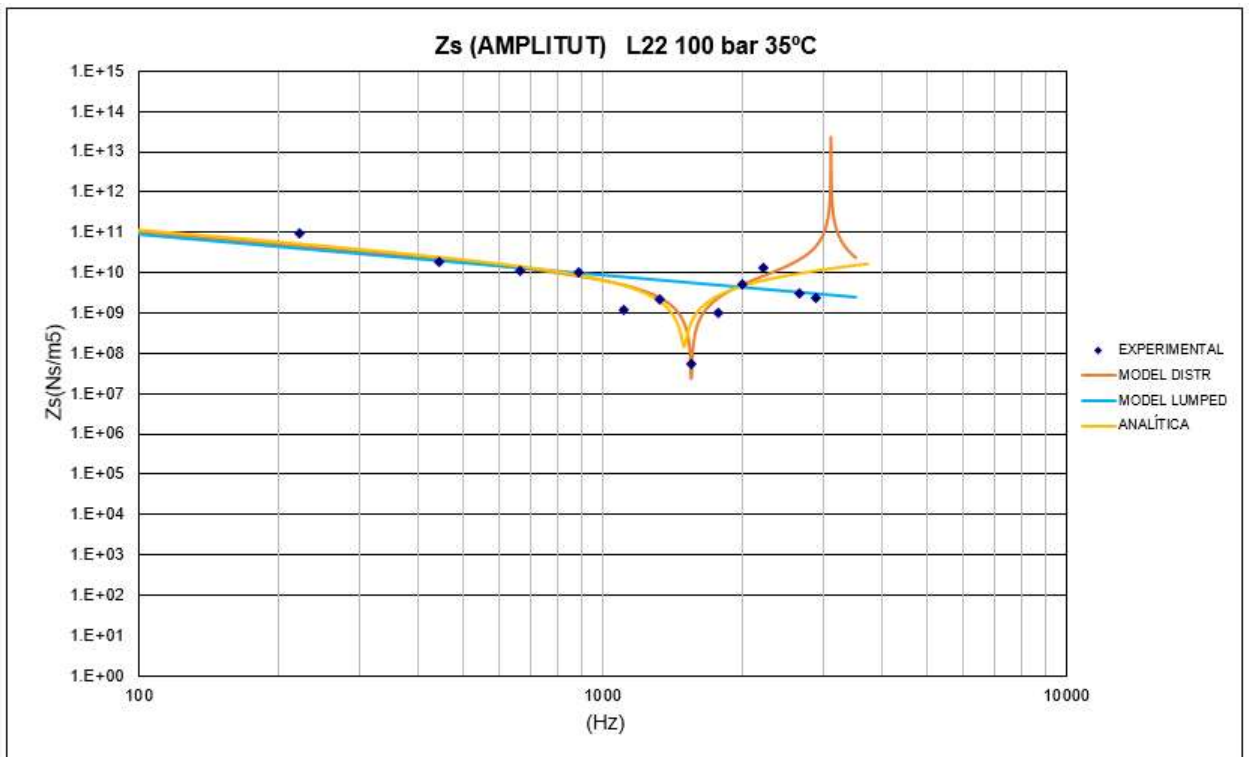


Figura 5-19: Amplitud de  $Z_s$  experimental i modelitzada (100 bar 35°C)

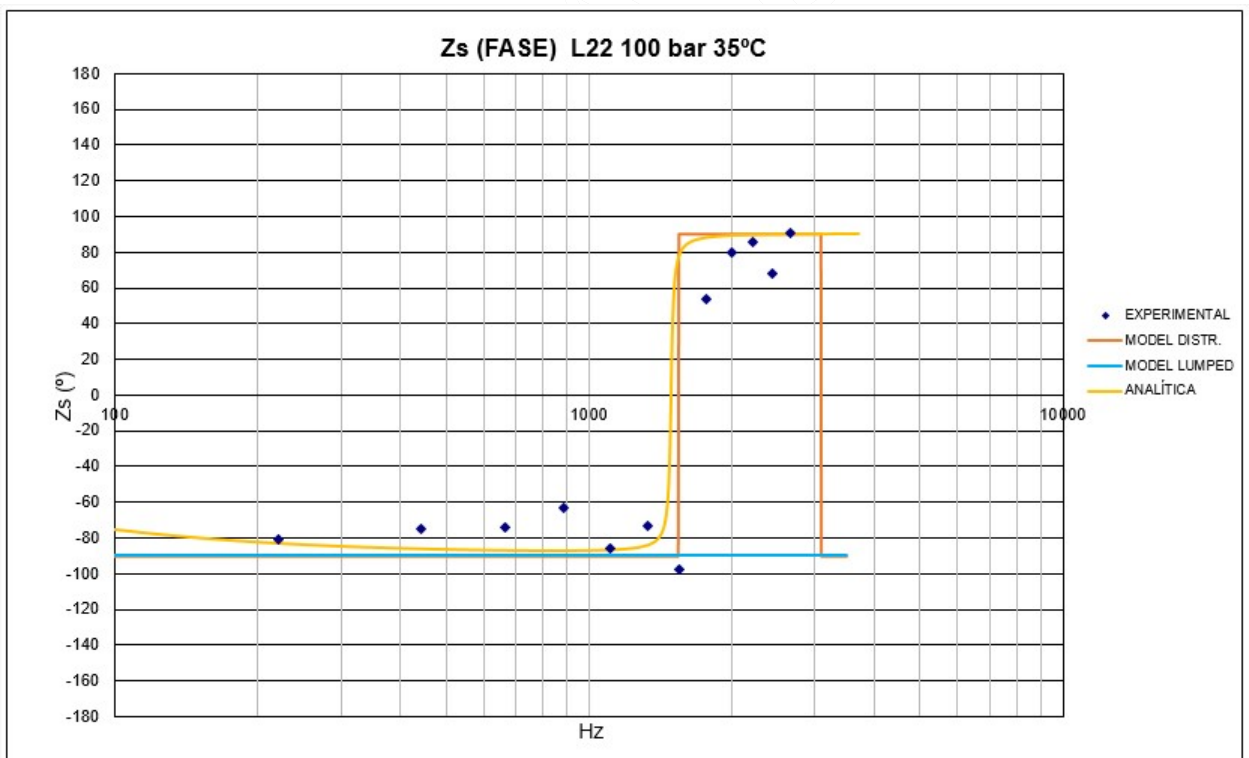


Figura 5-20: Fase de  $Z_s$  experimental i modelitzada (100 bar 35°C)

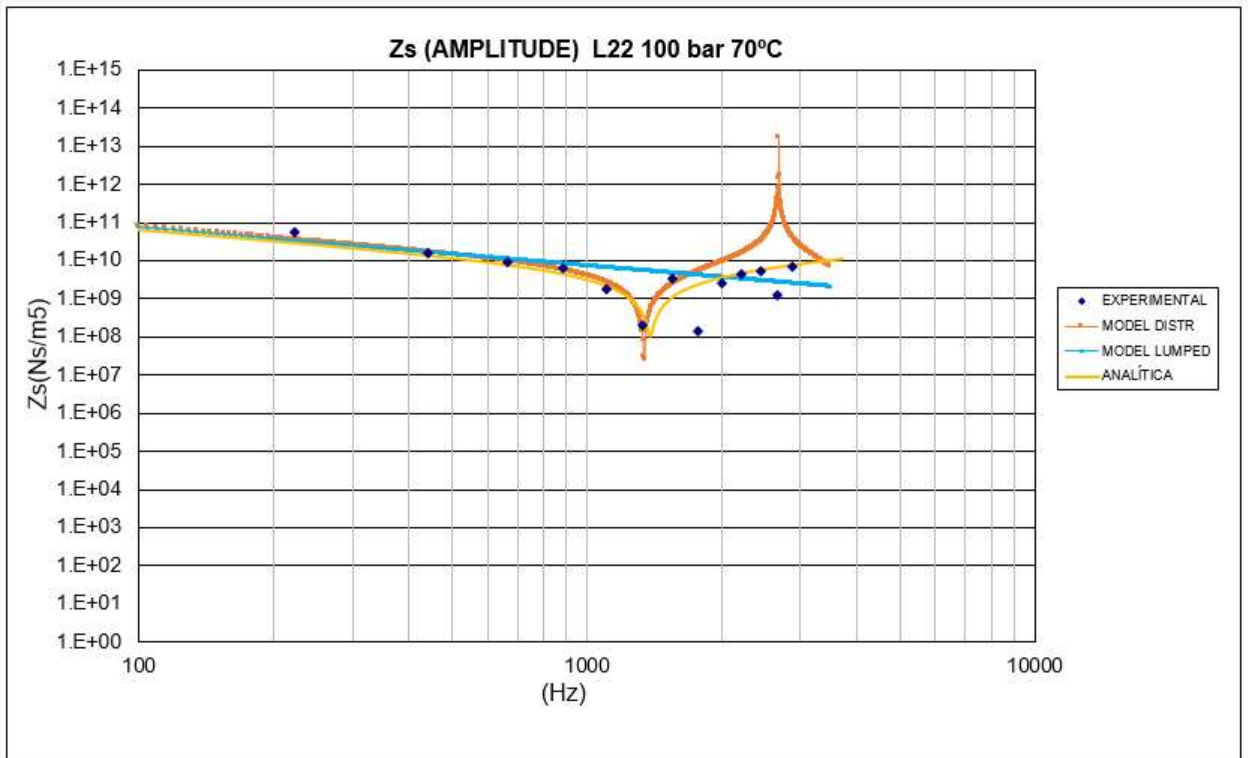


Figura 5-21: Amplitud de  $Z_s$  interna experimental i modelitzada (100 bar 70 °C)

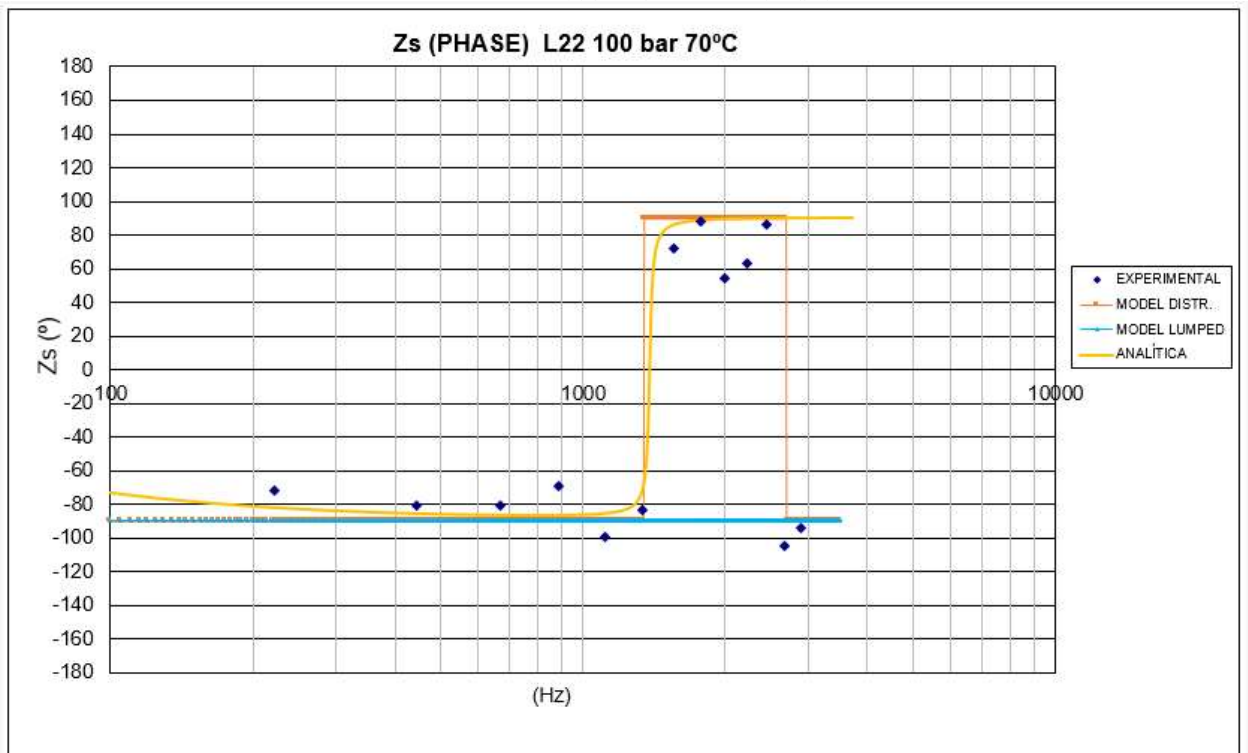


Figura 5-22: Fase de  $Z_s$  nterna experimental i modelitzada (100 bar 70 °C)

### 5.4.2 Pulsació de cabal Qs

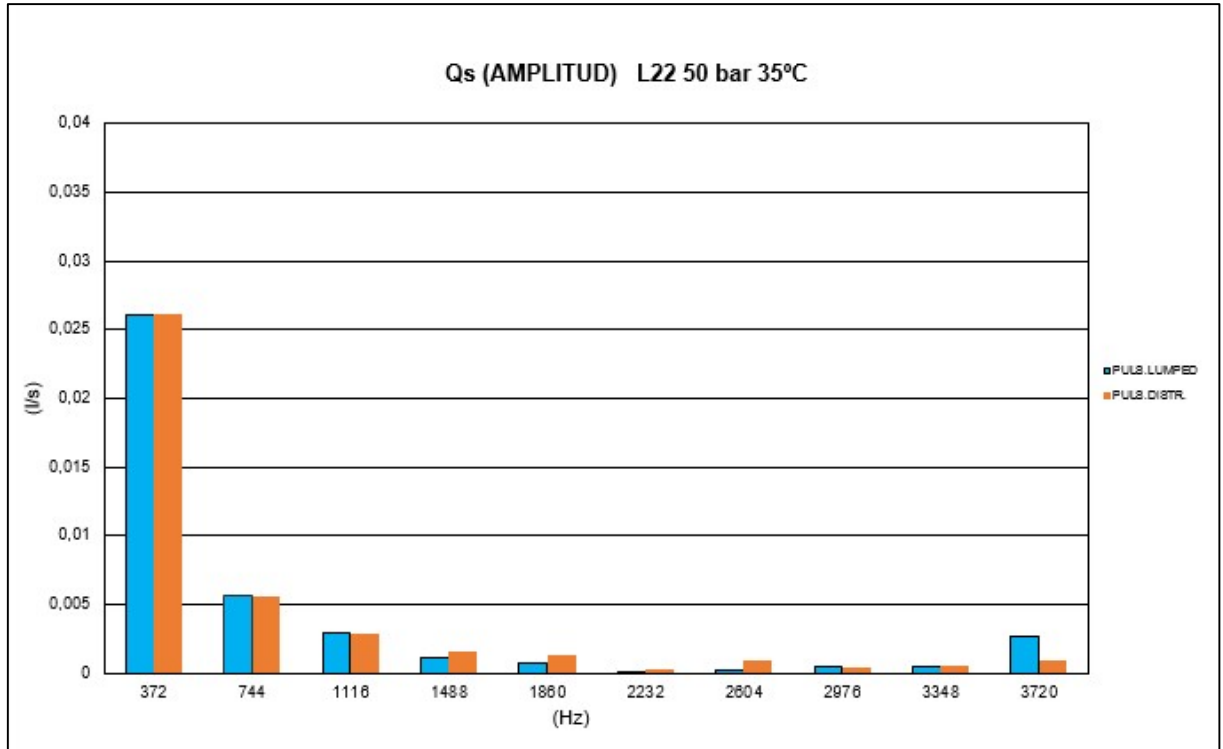


Figura 5-23: Pulsació de cabal Qs (50 bar 35°C)

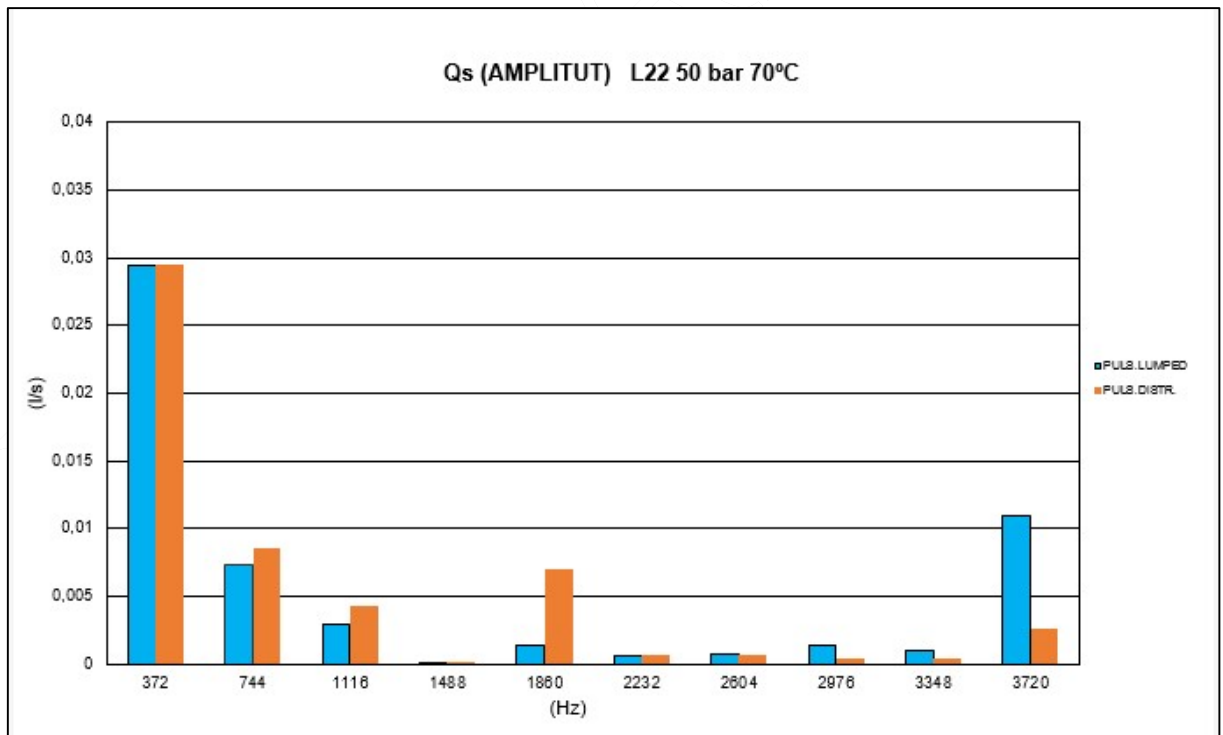


Figura 5-24: Pulsació de cabal Qs (50 bar 70 °C)

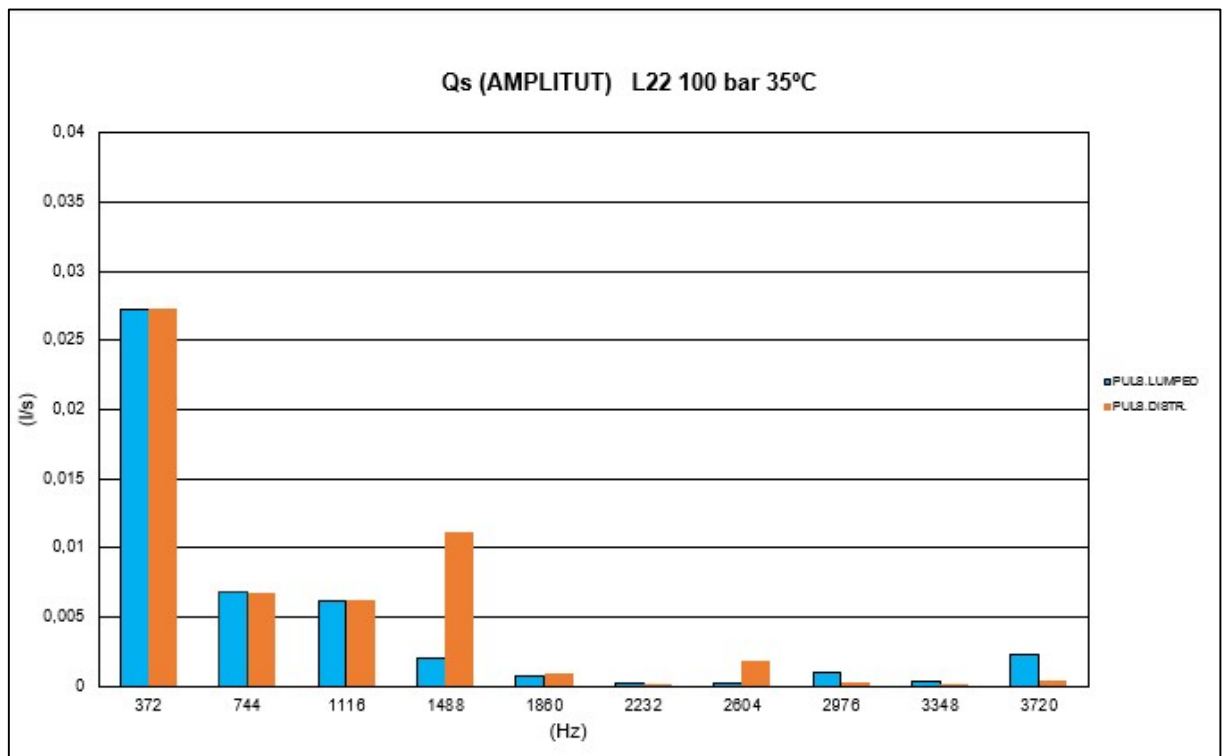


Figura 5-25: Pulsació de cabal Qs (100 bar 35°C)

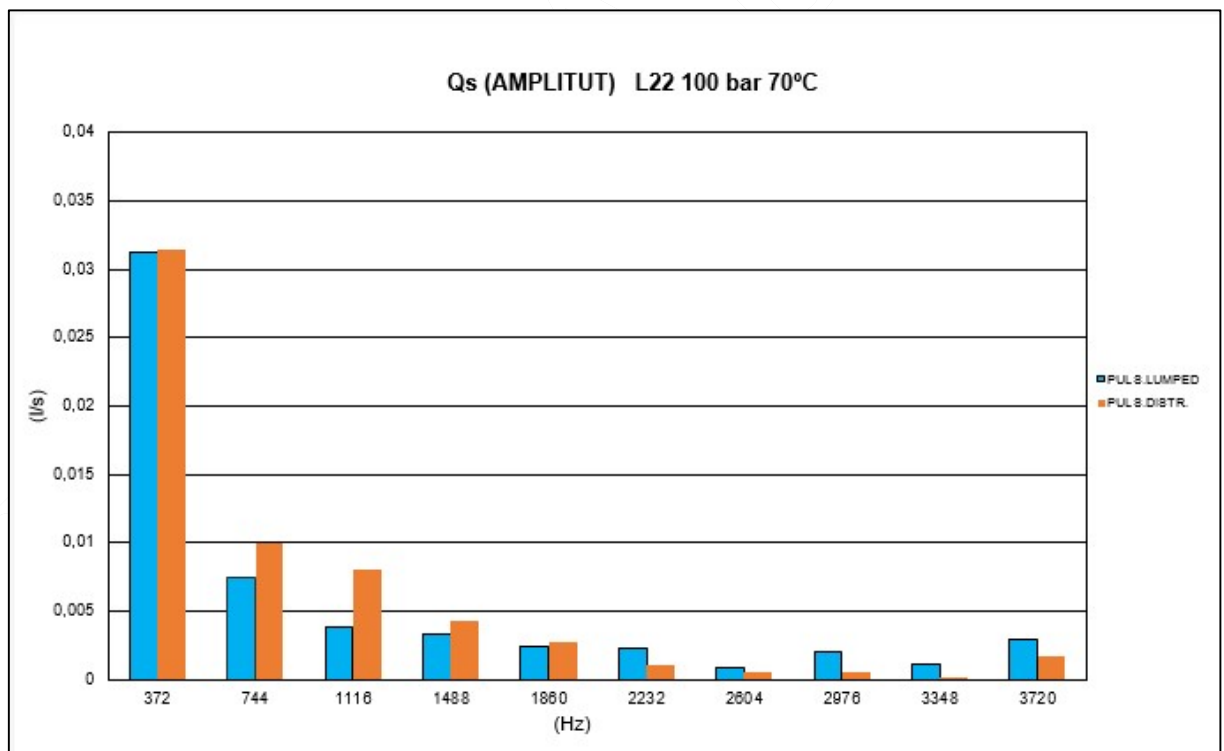


Figura 5-26: Pulsació de cabal Qs (100 bar 70 °C)

## 5.5 Comparació amb altres estudis

La tècnica de càlcul a la qual s'ha dedicat aquest capítol és força complexa. Per que fa a l'adquisició de dades s'ha seguit estrictament el document ISO10767-1:1996 amb la instrumentació adequada, mentre que per a la realització dels càlculs s'ha utilitzat una fulla de càlcul partint pràcticament de zero, quan hi ha programes en el mercat per a realitzar aquesta tasca (16). Això ens ha donat un coneixement que no s'hagués obtingut sense aquest esforç addicional, havent-se prioritzat en tot moment l'obtenció d'aquest *know-how* per sobre de l'adquisició i aprenentatge d'un programa informàtic. Per aquesta raó, encara que en tota investigació experimental sigui necessari, cal verificar que els resultats són correctes i que la programació del algoritme a la fulla de càlcul no té errors. Per tant, es comparen els resultats obtinguts amb un treball sobre una BE per Edge i Johnston (49). Es tracta d'una bomba de 14 cm<sup>3</sup>, amb la mateixa configuració que l'assajada en aquesta tesi de 14.7 cm<sup>3</sup>. Per tant, és d'esperar que el comportament de la impedància sigui anàleg, ja que tant la impedància interna com les pulsacions de cabal es van determinar amb el mateix mètode que el tractat en aquest capítol.

En els gràfics Figura 5-27 es pot observar valors de la impedància d'aproximadament  $10 \times 10^{10}$  Ns/m<sup>5</sup> a 100 Hz<sup>civ</sup>, valor anàleg als resultats presentats. L'antiresonància entre 1500 i 2000 Hz també és comuna, mentre que la dispersió dels resultats experimentals són també semblants. Respecte la pulsació de cabal representada a la Figura 5-28, amb un valor aproximat de 0.032 l/s en el primer harmònic i 0.01 en el segon, també coincideix força en l'ordre de magnitud amb els resultats d'aquesta Tesi, pel que tot fa pensar que els resultats obtinguts tenen la mateixa validesa que investigacions anteriors i s'adeqüen al que s'espera del assaig ISO ISO10767-1:1996. Òbviament no es poden esperar un resultats idèntics al ser bombes distintes, i encara que el mòdul del dentat fos el mateix, ja s'ha comentat la dependència que té l'espectre de cabal de les BE de la distància entre pinyons i la morfologia de les ranures de les plaques laterals. Així mateix, són poques, per no dir cap, les investigacions experimentals publicades que poder comparar-se directament amb els resultats d'aquest capítol.

## 5.6 Estudi de ressonàncies i antiresonàncies. Cascada d'espectres

En els resultats de l'Apartat 5.4, el model de la impedància de paràmetres distribuïts en contempla una antiresonància entre 1300 i 1800 Hz, i una ressonàncies per sobre dels 2000 Hz. Per tant, s'hauria de poder apreciar diferències significatives dels harmònics de la senyal de pressió a prop d'aquestes freqüències. En aquests tipus d'estudis s'utilitza la tècnica d'adquisició d'una cascada d'espectres, que permet l'analitzador de senyals. Es tracta de realitzar un plotejat del espectre de pressió cada 20 rpm a partir

---

<sup>civ</sup> Notar que en els resultats del Apartat 5.4.1 s'ha modelat l'impedància a partir de 100 Hz. El primer resultat de que es disposa es a 222 Hz, i no ens fa cap falta valors a baixes freqüències, els quals difereixen molt segons el model utilitzat. Ja s'ha comentat que s'ha intentat fer coincidir els resultats dels dos models dins del rang de freqüències que ens interessin, o sigui, de 372 a 3720 Hz. Per aquesta raó, s'ha prescindit d'incloure freqüències inferiors a 100 Hz, interval dins el qual cap investigació basada amb aquest mètode presenta resultats experimentals.

de 1000 rpm. Després de capturar un espectre, se'n captura un altre, en el qual el primer harmònic s'ha desplaçat 4 Hz. Escombrem espectres de manera que el primer harmònic va de 200 a 480 Hz, o sigui, velocitats de la bomba de 1000 a 2400 rpm.. Si el circuit o la impedància de la bomba presenten alguna ressonància o antiresonància, es manifestarà en el gràfic tridimensional. En la Figura 5-29 es pot veure la cascada d'espectres a 100 bar i 35°C del transductor situat en la posició 1 del assaig ISO.

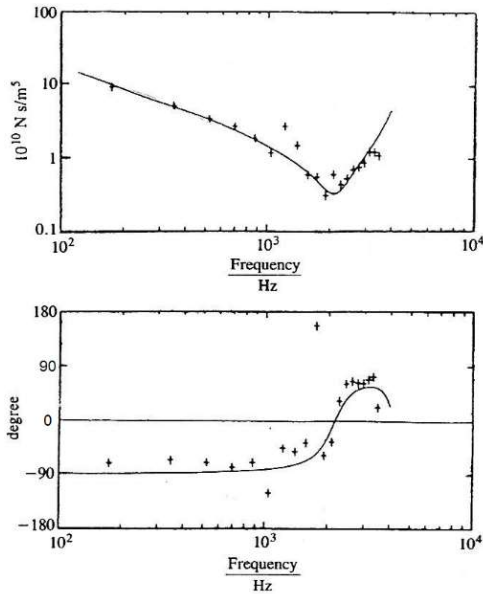


Figura 5-27: Resultats de  $Z_s$  d'una BE de 14 cm<sup>3</sup>

Font: Edge-Johnston (50)

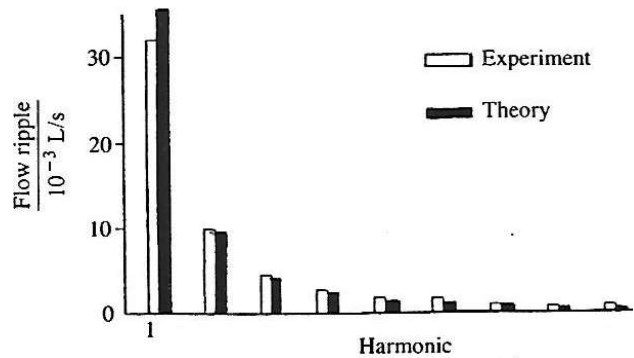


Figura 5-28: Resultats de  $Q_s$  d'una BE 14 cm<sup>3</sup>

Font: Edge-Johnston (50)

Es pot apreciar que el segon harmònic creix aproximadament a 624 Hz, mentre que en el primer harmònic hi ha un lleuger augment d'amplitud a 312 Hz. L'explicació podria ser que girant la bomba aproximadament a 1500 rpm, s'aconsegueix el punt òptim de rendiment segons es constata en el Capítol 2. De fet, en el mateix tipus de bomba però amb la distància entre eixos igual a la suma de diàmetres primitius (doble contacte), el segon harmònic presenta un valor similar al primer.

La impedància interna de la bomba, segons Figura 5-19, presenta una antiresonància a 1554 Hz i una ressonància segons el model de paràmetres distribuïts a 3100 Hz aproximadament. A aquestes freqüències no s'aprecia res de significatiu, podent ser degut a que les amplituds de la pulsació de cabal a aquestes freqüències són molt reduïdes, i per més o menys impedància que hi hagi, no es manifesta amb un augment o disminució de l'amplitud de l'ona de pressió. També pot donar-se el cas que el model de paràmetres distribuïts proposat en el ISO 10767-1:1996 presenta masses incertes per a realitzar una bona correlació amb els resultats experimentals<sup>cv</sup>. Mentre que en bombes de engranatges aquest fet té importància relativa al tenir harmònics poc significatius a altes freqüències, en bombes de pistons amb un espectre molt més ampli, és un problema per determinar l'amplitud dels harmònics de la pulsació de cabal.

<sup>cv</sup> És pràcticament impossible captar el punt de ressonància o antiresonància amb intervals de freqüència de centenars de Hz. De fet, el mateix assaig ISO obre la possibilitat en el seu Apartat 7.3.6, amb matemàtica encara més complicada, de realitzar una interpolació entre els resultats experimentals prescindint de cap model del conducte de sortida de la bomba.



Si que es pot apreciar a freqüència aproximada del quart harmònic a 2400 rpm, o sigui 1920 Hz, un augment significatiu de l'amplitud de la pulsació de pressió. Degut a que ni la impedància de la bomba ni les pulsacions de cabal presenten cap singularitat destacable a freqüències properes, només pot ser explicat amb l'excitació d'alguna freqüència pròpia del conducte de sortida o de la vàlvula limitadora proporcional utilitzada per a controlar la pressió de treball<sup>cvi</sup>.

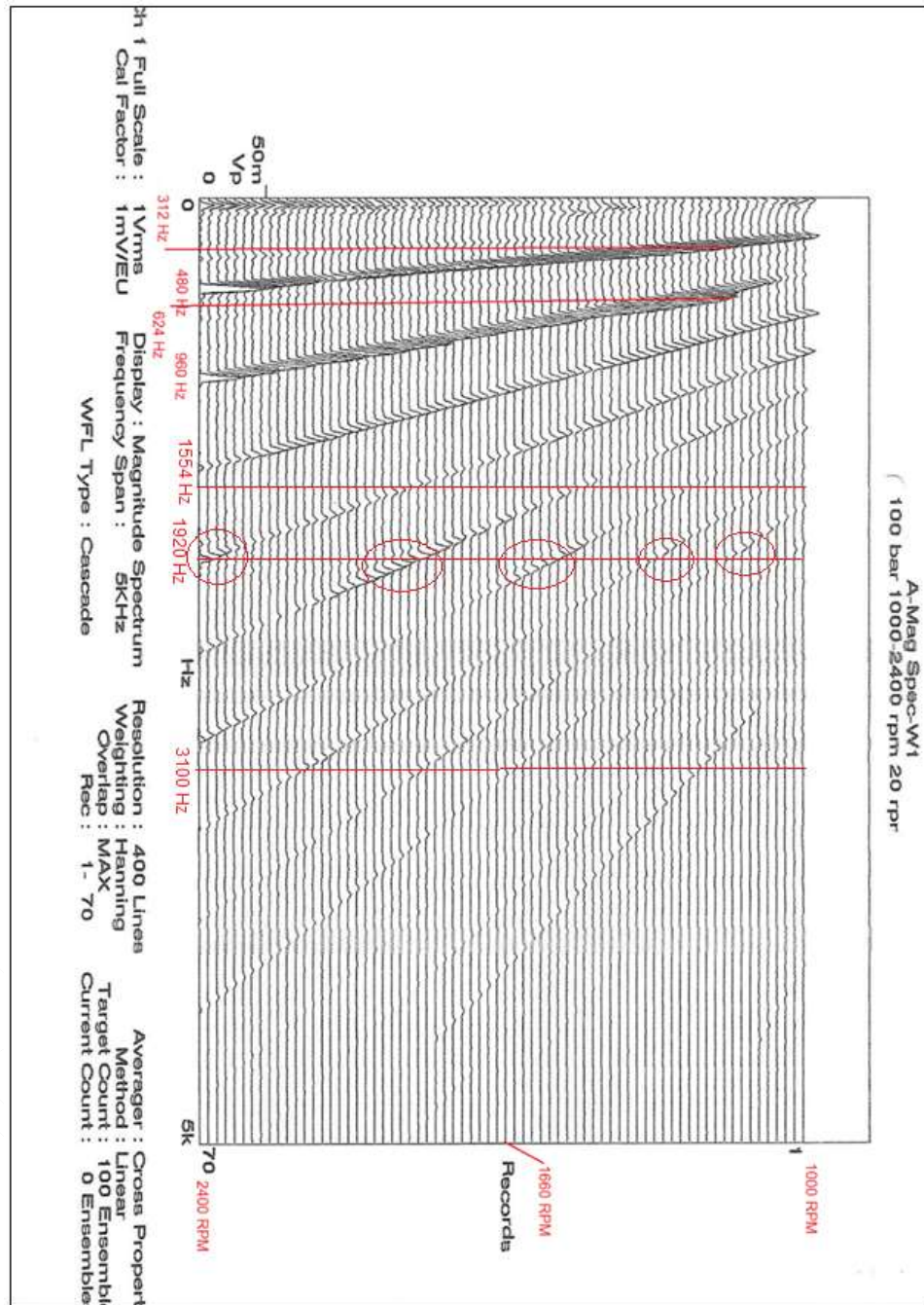


Figura 5-29: Cascada d'espectres del transductor 1 (100 bar 35°C)

<sup>cvi</sup> Aquest assaig no s'ha realitzat fent descarregar el cabal de la bomba per una vàlvula estranguladora, ja que al dependre la pressió del cabal, no hi hauria manera de mantenir-la constant. Per tant s'ha utilitzat una vàlvula limitadora de 2 etapes, amb molt poca variació de la pressió a mesura que s'augmenta la velocitat de gir del motor elèctric, i per tant, el cabal de la bomba. Aquesta presenta parts en moviment i per tant, és susceptible a l'aparició de ressonàncies o antiresonàncies.

## 5.7 Discussió

Durant la visita que es va realitzar l'any 1997 a la Universitat de Bath per familiaritzar-me amb el mètode de la SS, es va percebre cert escepticisme per part del Prof. Johnston sobre la viabilitat de programar amb una fulla de càlcul els algoritmes proposats per a realitzar l'assaig ISO 10767-1:1996 (acabat d'estrenar). Veritablement l'adquisició del software específic que se'ns oferia, i que figura en l'Annex C del document ISO<sup>cvi</sup>, hagués simplificat molt la feina, però ens evitaria el plaer d'haver-ho pogut aconseguir i d'haver adquirit un *know-how* considerable sobre transmissió d'ones estacionàries planes en circuits oleohidràulics. El disposar d'un analitzador de senyals que proporciona els espectres de pressions sense recórrer a processar la senyal temporal va facilitar bastant la tasca.<sup>cvi</sup>

És completament normal la nul·la proliferació en l'entorn industrial d'aquest mètode per conèixer un paràmetre que hauria d'ésser fonamental com és la pulsació de cabal en BDVP. A part de la seva complexitat, considerablement major que l'ISO 10767-1:2015, els valors obtinguts depenen d'un altre paràmetre com és la impedància interna de la bomba en un model equivalent de Norton, la qual si bé en bombes d'engrenatges (amb un condeute d'impulsió molt simple) pot ser avaluada fins i tot analíticament com s'ha demostrat en l'Apartat 5.3, en altres tipus de bombes por portar a incerteses considerables segons la bibliografia consultada. Per exemple, les antiressonàncies són les causants del pics de cabal en els harmònics de 1860 i 1488 Hz de les Figures 5-24 i 5-25 respectivament, segons el model de paràmetres distribuïts. Encara que la antiressonància existeixi, podria no ser tant acusada com la modelada, fet que comportaria calcular un valor superior al real de la pulsació de cabal. Es té la certesa que una amplitud de l'ona de cabal de 0.011 l/s a del harmònic n<sup>o</sup>4 a 100 bars i 35 °C és exagerat.

El document ISO fa esment a la necessitat de prescindir de dades espúries. És molt difícil saber si ho són o no, ja que el següent punt de mostreig estarà separat en l'escala freqüencial el valor del primer harmònic, 222 Hz en el nostre cas, i ja pot haver desaparegut tot rastre de la ressonància o antiressonància. Per evitar aquest problema, es requeriria un generador d'harmònics de baixa freqüència, però hi hauria l'inconvenient que els harmònics d'alta freqüència serien negligibles i no es podria calcular la impedància de la bomba assajada a aquests valors. Per exemple, si el generessin harmònics amb una freqüència principal de 50 Hz per tenir més resolució, l'harmònic número 10 correspondria a 500 Hz, la amplitud del qual es presentaria tant atenuada que no seria possible la seva separació del espectre. Proves d'aquesta mena es van realitzar amb un generador d'harmònics rotatiu i el resultats no van ser satisfactoris. Per aquesta raó es va optar finalment per una bomba de pistons convencional,<sup>cix</sup> tot i que el valor de la pulsació de cabal en el

---

<sup>cvi</sup> Es proposen dos programaris distints. Un del Fluid Power Center de la Universitat de Bath (Package, FBN2. Measuring Fluid-Borne Noise. Department of Mechanical Engineering. University of Bath. <https://people.bath.ac.uk/ensdnj/fbn2.htm>) dirigint-se al Prof. Edge i un altre del Nacional Engineering Laboratory de Glasgow, dirigint-se al Prof. Whitson (127).

<sup>cvi</sup> Tasca realment senzilla avui en dia amb software com el MATLAB, utilitzat en l'Annex C, al obtenir la FFT des de la senyal temporal.

<sup>cix</sup> Generen harmònics significatius a altes freqüències, possibilitat contemplada tant els estudis de Bath com pel propi document ISO

harmònic n<sup>o</sup>10 sempre és una mica superior als que el precedeixen, els 0.011 l/s a 50 bar i 70 °C de la Figura 5-24 fan pensar en valors espuris. En tot cas, queda obert l'estudi d'una font secundària com a generador de harmònics de qualitat per a futures investigacions.

Deixant a part la discussió sobre el mètode, la qual encara continua a la literatura actual (veure Bramley i Johnston (56)), es procedeix a continuació a analitzar els resultats. Donat que les bombes d'engrenatges presenten com harmònics significatius en els dos o tres primers harmònics, s'ha optat per ajustar tant el model de paràmetres concentrats com de paràmetres distribuïts de manera que els valors de la impedància coincideixin. Es considera més aconsellable això que ajustar el model de la impedància d'un model determinat, minimitzant la suma d'errors quadràtics en tot l'espectre de freqüències generat pel generador secundari. Potser tindríem més precisió en la modelització de la impedància en harmònics alts, però és una informació que no ens serveix de res, ja que les pulsacions de cabal són quasi negligibles.

Com ja s'ha comentat, de la pulsació de pressió en el transductor 1 s'ha obtingut la senyal tant d'amplitud com de fase. Per tant es disposa de les senyals temporals, mostrada en les Figures 10-17 a la 10-21 del Annex A, tot i que únicament cal documentar segons el document ISO el valor de l'amplitud a distints harmònics. Pels transductors 2 i 3 s'ha obtingut l'amplitud i la fase en relació amb la pressió en la posició 1. Obtenir la senyal temporal pels transductors 2 i 3 no és complicat, però cal tractar les dades relacionades amb la senyal de 1. Aquest mètode s'ha realitzat per a simplificar les expressions pel càlcul de la velocitat de so i la impedància interna utilitzant les expressions de l'Equació 5.67 . En les senyals temporals de la pressió es pot observar la forma de doble ona en cada pulsació. Això és degut a que els harmònics 1 i 2 des de la Figura 10-17 a la Figura 10-20 estan superposats, tal i com s'ha estudiat en el Capítol 3 i es corrobora amb els resultats experimentals. L'existència d'aquest segon harmònic, molt més pronunciat en bombes de doble contacte, ens indica que abans que un parell de dents han acabat de bombejar, ja ho fa el següent, superposant-se les pulsacions de cabal. De fet, tenint en compte per exemple la Figura 5-25, es contempla un primer harmònic d'amplitud 0.0275 l/s i un segon de 0.0075 l/s. Per tant la suma és de 0.035 l/s, o sigui, 2.1 lpm, equivalent a un valor pic a pic de 4.2 lpm. Tenint en compte que el cabal mig és de 27.3 lpm, correspon a un índex d'irregularitat del 15.3%, lleugerament inferior al calculat a partir de la geometria del dentat en el Capítol 3 Apartat 3.3, de 17.7%.

El concepte de impedància de la bomba s'ha utilitzat generalment com a eina per calcular la pulsació de cabal, però es considera que no se li ha donat prou importància al seu significat físic. La informació del assaig ISO 10767:1996 inclou els fenòmens de pèrdues volumètriques avaluades en el ISO 4409, i la flotació de les plaques laterals es podria definir com un mecanisme de variació de la impedància de la bomba amb les condicions de funcionament, que comportaria una variació de la part real d'aquesta, directament relacionat amb les variacions dels coeficients de pèrdues. Per aquesta raó es considera molt important la deducció de la impedància analítica duta a terme el l'Apartat 5.3. El model obtingut s'ajusta als proposats pel document ISO, raó per la qual l'autor creu que s'obre una porta a un assaig conjunt que permeti la parametrització completa de la bomba, incloent la pulsació de cabal  $Q_s$  i la impedància interna

$Z_s$ . Caldria que una sèrie d'assaigs demostressin que prenent la longitud del conducte de sortida, el volum de la impulsió i alguna mena de factor de forma es pot modelar la impedància de la bomba amb precisió equivalent als assaigs experimentals. Encara que no s'hagi entrat en detall degut a que únicament ens han interessat freqüències a partir de 372 Hz, això permetria modelar correctament la impedància a baixes freqüències.

No hi han canvis significatius en les pulsacions de cabal a 50 i 100 bar, mostrant-se un lleuger augment del primer harmònic al incrementar-se la temperatura. No es creu que el fenomen reflecteixi res rellevant. Si no ens fixem amb el models d'impedància, i ens fixem amb el valor experimental a la freqüència menor, o sigui, 222 Hz, si que es contempla que al augmentar la temperatura, la impedància disminueix. Aquest fenomen estaria relacionat amb l'increment de fuites de la impulsió a la aspiració al augmentar la temperatura, al ser  $Z_s$  una impedància en paral·leles amb la font de cabal. El model d'impedància analítica a baixes freqüències així ho demostra.

S'observa que la antiressonància es desplaça a freqüències menors al augmentar la temperatura i sobretot, al augmentar la pressió. La magnitud de aquesta depèn tant de la part real com de la imaginària, però la freqüència a que es produeix depèn únicament de la imaginària. Per tant, aquest fenomen és atribuïble al canvi de la densitat i el mòdul de compressibilitat del fluid amb la temperatura i la pressió.

En definitiva, en aquest capítol s'ha procedit experimentalment a parametritzar amb èxit la bomba de referència pel que fa al seu comportament polsant, havent portat a terme un assaig normalitzat de difícil execució els resultats del qual ens informen de la capacitat intrínseca de la bomba com a generadora de soroll.

## 5.8 Conclusions principals

Entre les principals conclusions d'aquest capítol destaquen:

- S'ha portat a terme l'assaig ISO 10767-1 amb el mètode de la font secundària per a mesurar les pulsacions de cabal de la bomba de referència a 50 i 100 bar i a temperatures de 35 i 70°C. Els espectres mostren un comportament característic de los BE, amb un primer harmònic d'amplitud considerablement superior als posteriors, i un segon harmònic l'amplitud del qual mostra la superposició del bombeig del parell de dents que acaben d'engranar amb els que comencen.
- S'ha desenvolupat en fulla de càlcul tot l'algoritme de tractament de les dades experimentals, sense recórrer a software existent en el mercat de processament de les dades. L'adquisició del *know-how* corresponent al tractament d'ones estacionàries planes en circuits oleohidràulics ha estat la principal raó per aquest desenvolupament propi.

- S'ha argumentat que el fet que l'índex d'irregularitat sigui semblant al calculat en Capítol 3 tant geomètricament com analíticament, i a que els resultats siguin similars als presentats per altres investigadors, mostren la bondat de la feina realitzada.
- S'ha criticat el mètode per la dependència dels resultats en el bon modelat de la impedància interna de la bomba, la qual és impossible calcular-la amb precisió degut a l'alta freqüència de bombeig de la font secundària, fet que pot comportar que certes antiressonàncies quedin amagades.
- S'ha argumentat que si la impedància no pot ser calculada experimentalment amb precisió, en bombes d'engranatges, de conducte de sortida molt simple definit per un diàmetre, una longitud i un volum determinat, es pot realitzar el seu càlcul de manera analítica en comptes d'experimental. S'ha realitzat aquesta tasca resultant uns valors molt semblants als experimentals, on addicionalment, s'han contemplat les fuites parametritzades en l'assaig ISO 4409 per el seu càlcul. Es desconeix cap altre investigació on s'hagi dut a terme aquest exercici, sent aquesta alternativa totalment vàlida en el cas que ens ocupa.
- El fet que la fase de la impedància interna no sigui exactament  $-90^\circ$  demostra que incloure la resistència tant del conducte de sortida com les pròpies fuites en la seva modelització és necessari des de un punt de vista conceptual.
- Per a portar a terme una parametrització completa de la bomba tant del seu règim permanent (ISO 4409) com del seu comportament polsant (ISO 10767), es considera que seria molt adequat la integració d'ambdós assaigs<sup>cx</sup>.

---

<sup>cx</sup> I més tenint en compte que l'actual mètode ISO 10767-1:2015 (9) és de molt més fàcil implantació que el ISO 10767-1:1996 (12) que requereix la font secundària. Veure annex corresponent en l'Apartat 10.3

## 6 Estudi experimental del moviment de les plaques laterals

### 6.1 Introducció

Una vegada duta a terme la parametrització de la bomba tant pel que fa a les pèrdues volumètriques i mecàniques com del seu comportament polsant en funció de les condicions operatives, es procedeix a relacionar-ho amb la morfologia interna de la unitat. En les BE, bàsicament ens estariem referint al moviment de les plaques laterals. L'objectiu de la flotació d'aquestes es disminuir la folgança entre la cara lateral dels engranatges i les plaques a mesura que augmenta la pressió, de manera que el rendiment de la unitat es mantingui aproximadament constant en tot el rang de funcionament. Així doncs aquest capítol estarà dedicat a la mesura experimental d'aquest moviment, i les dades obtingudes han de servir per a validar el model del seu moviment que es desenvoluparà en el proper capítol.

Com ja s'ha comentat en l'Estat del art, el treball més extens sobre mesures de pel·lícula oli en lubricació de bombes oleohidràuliques s'han realitzat a la Universitat de Birmingham, sent Hooke i Koç qui més ho han aplicat a BE, (63) (65) (66). Es tracten d'investigacions amb una base totalment experimental complementades amb simulacions numèriques modestes comparades amb recents estudis com per exemple els dirigits pel Vacca (79) (97). Però la tècnica utilitzada per la mesura d'espessors de pel·lícula lubricant segueix sent totalment vigent, basant-se en l'ús de transductors de desplaçament capacitius. El sistema acostuma a aprofitar una electrònica comercial<sup>cxí</sup>, inserint una làmina d'un condensador en una dent, sent l'altra la pròpia placa lateral, amb la corresponent pel·lícula d'oli entre ambdues. La capacitat del condensador és funció de la separació de les plaques, i per tant aquesta variació pot ésser usada per conèixer la distància entre l'engrenatge i la placa, tal com es mostra en la Figura 6-1. Koç analitzà en la seva Tesi Doctoral (64) aquesta dinàmica en les tres configuracions de bombes d'engrenatges de la Figura 6-1, de la de la companyia britànica DOWTY<sup>cxii</sup>.

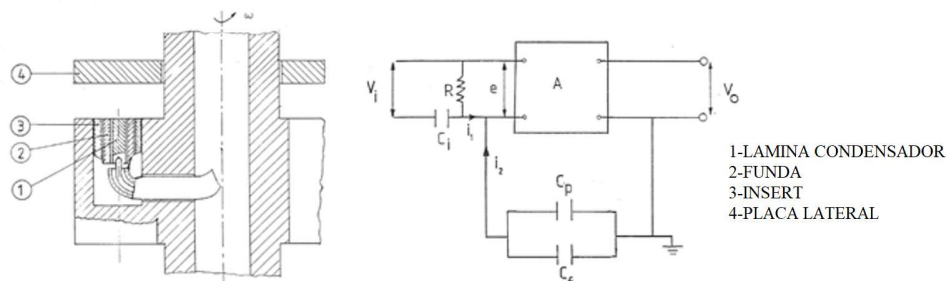


Figura 6-1: Sensor de desplaçament capacitiu instal·lat en una dent

Font: Hooke i Koç (63)

<sup>cxí</sup> <https://www.waynerrtest.com/history.php>

<sup>cxii</sup> Integrada a PARKER <https://www.parker.com/literature/Gear%20Pump/History%20Timeline.pdf>



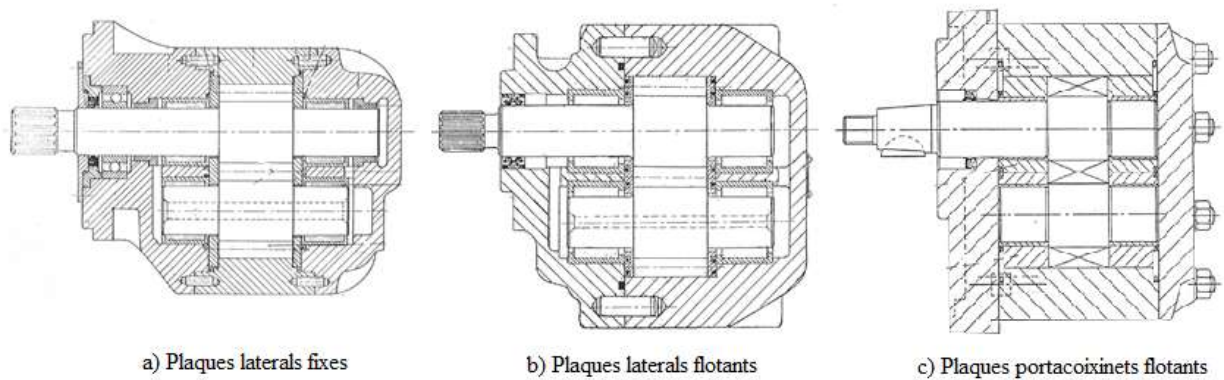


Figura 6-2: Distintes configuracions d'BE

Font: Koç (64)

L'interès del treball de Koç en aquesta Tesi es centra en els assaigs del de la bomba tipus c), o sigui, la que els coixinets hidrodinàmics estan inserits en la placa lateral flotant, com la bomba de referència d'aquesta Tesi. Respecte la tipus a), sense compensació de joc axial al ser les plaques laterals fixes, es tracta d'un treball que bàsicament analitza el desalineament existent entre els allotjaments dels coixinets, mentre que les plaquetes flotants de la configuració tipus b) ofereixen la possibilitat d'una inclinació molt superior i una resposta més ràpida als canvis de pressió, amb independència de les limitacions de la folgança del eix.

Ara bé, s'ha de tenir en compte que en la bomba DOWTY tipus c) la placa lateral és partida, tal com es mostra en la Figura 6-3, mentre que en la bomba de referència d'aquesta Tesi, mostrada en la Figura 6-4, és d'una sola peça. Donat que les forces sobre els coixinets no són les mateixes en els dos eixos, en el cas de la primera pot haver-hi un moviment de separació entre les dues semi-plaques, de manera que l'ajust radial amb la carcassa haurà de ser superior que en el segon cas. Per aquesta raó és d'esperar inclinacions de la placa inferiors en la DOWTY. De fet, actualment la majoria de fabricats de BE opten per la configuració amb plaques laterals d'una sola peça, amb els coixinets hidrodinàmics integrats, per bombes petites i mitjanes, i per plaquetes laterals sense coixinets per mides grans, amb l'objectiu d'afavorir la mobilitat de la placa dins el cos de la bomba i incrementar la compensació de joc axial.

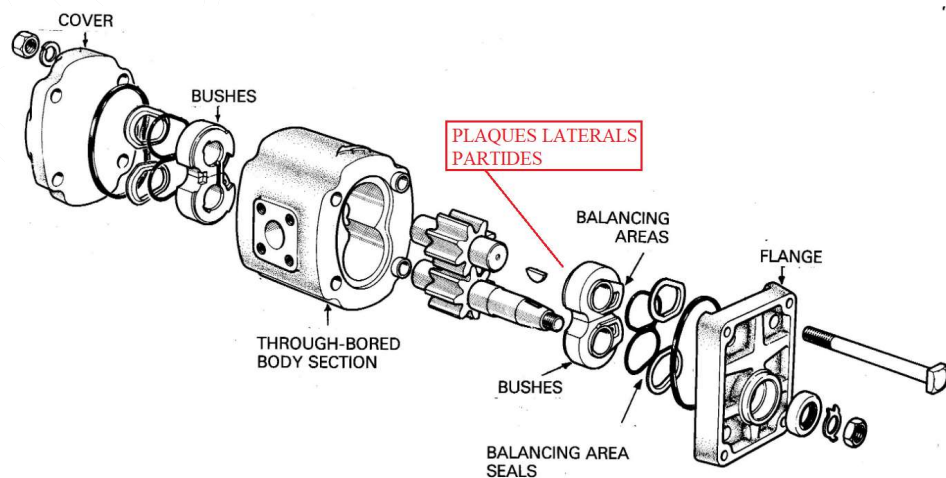


Figura 6-3: Configuració BE amb plaques laterals partides

Font: DOWTY HERITAGE (<https://www.dowtyheritage.org.uk>)

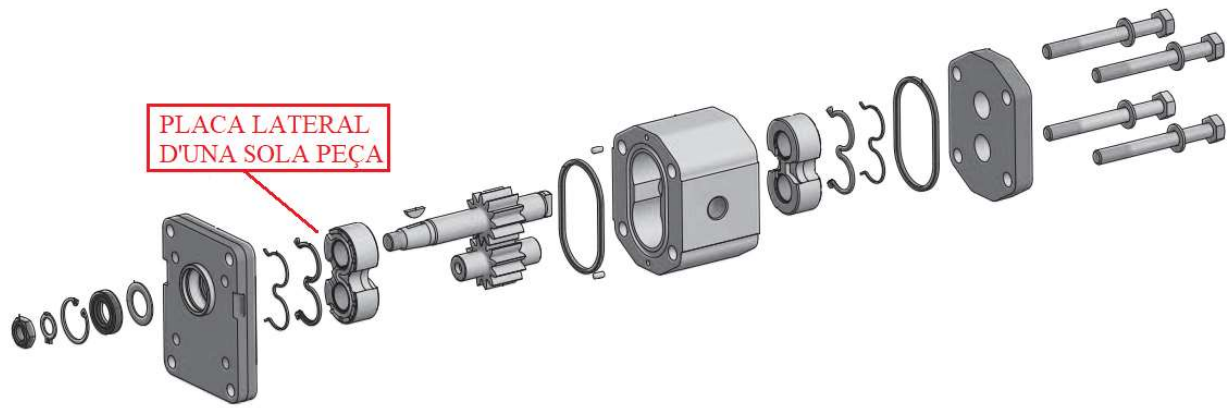


Figura 6-4: Configuració BE amb plaques laterals d'una sola peça

Font: ROQUET GROUP (<https://www.roquetgroup.com>)

## 6.2 Equip de mesura del espai engranatge-placa

Per a realitzar la mesura de moviment relatiu de la placa lateral respecte l'engranatge s'han tingut en compte la utilització de distints sensors. Aquests han estat els següents.

- *Sensor capacitiu col·locat en una dent del pinyó.* Ja s'ha comentat que aquest mètode ha estat utilitzat amb èxit a la Universitat de Birmingham, però presenta una sèrie de problemes per el cas que ens ocupa. El sensor ha de ser instal·lat de manera molt acurada perquè que no suposi una discontinuïtat en la superfície lateral del engranatge. En el Laboratori de Mecànica de Fluids hi ha nul·la tradició en aquestes tècniques, ni en el mecanitzat mitjançant electroerosió per instal·lar el sensor. No es disposen de correlacions de la constant dielèctrica del oli i els autors citats adverteixen del problema que ocasiona la cavitació en la mesura. De fet, es tracta d'una tècnica massa "artesanal" per poder ser aplicada sense experiència prèvia.
- *Sensor LVDT<sup>cxiii</sup>.* En el mercat existeixen múltiples configuracions en miniatura de aquests sensors de desplaçament, el cost dels quals és força econòmic. Ara bé, la precisió requerida del ordre de micres no es pot aconseguir, i per altre banda, la freqüència màxima de treball és molt baixa per a estudiar el moviment de la placa a freqüències elevades si escau.
- *Micròmetre làser.* Es tracta de una tècnica de mercat, que requereix la mecanització de les varetes solidàries a la placa i al engranatge. La seva utilització en bombes d'engranatges va ser una solució molt innovadora desenvolupada en el LABSON (CATMech) després de múltiples temptatives amb altres tipus de sensors, sobretot arran de la investigació de Gutès et al. (4) (98) en la mesura del moviment del eix dins dels coixinets en la mateixa bomba. La precisió és del ordre de 2-4  $\mu\text{m}$  (veure Taula 6-1), i capta moviments amb freqüències del ordre de 1200 Hz. El

---

<sup>cxiii</sup> LVDT: "Linear Variable Differential Transformer". Es tracta d'un transformador amb tres bobines disposades extrem amb extrem al voltant d'un nucli ferromagnètic solidària a la peça la posició de la qual es desitja mesurar. Aquest nucli es desplaça respecte a les bobines al llarg de seu eix, produït canvis de la senyal elèctrica. Es poder arribar a aconseguir una precisió de 1-2  $\mu\text{m}$ .



seu cost és força elevat, però és un equip ja disponible. Per aquestes raons, ha estat l'equip utilitzat.

### 6.2.1 Micròmetre làser

L'equip de mesura làser utilitzat<sup>cxiv</sup> disposa de quatre capçals d'escombrada i una pantalla tàctil per facilitar el seu ús. Les característiques més remarcables són les mostrades en la Taula 6-1. El funcionament del equip es basa en el tractament de l'ombra generada en el receptor per un objecte que interfereix el feix provinent del emissor. En el nostre cas aquests objectes són dues varetes, una solidaria al engranatge i una altra solidaria a la placa lateral. Per tant, l'equip consta de dos emissors i dos receptors, els quals mesuren els desplaçaments de la punta de les dues varetes, i per tant, el moviment relatiu entre l'engranatge i la placa. En concret, es pretén mesurar la separació mitjana entre placa lateral i engranatge, i la inclinació relativa entre ambdues peces. En el primer cas l'aparell ens dona directament el valor, ja que és capaç de processar la senyal de l'ombra generada per les dues varetes per obtenir la diferència, tal i com s'observa a la Figura 6-11. Aquest assaig ha estat realitzat amb el muntatge de la Figura 6-6, on l'emissor i el receptor han estat instal·lats de manera que el feix de llum interfereixi amb la totalitat de la vareta, generant com a ombra dues línies, tal i com mostra la Figura 6-11. L'increment de longitud d'aquestes ombres indica el moviment de les peces a les quals és solidaria la vareta, sent aquesta la raó per la qual la vareta no pot sobresortir més que l'ample del feix. Per a determinar la inclinació entre ambdues peces es procedeix a realitzar un altre assaig, muntant l'equip de mesura segons la Figura 6-7. En aquest cas el feix làser és perpendicular a les dues varetes, generant la seva ombra dos punts. El seu desplaçament serà proporcional al angle de gir de les peces a les quals és solidaria la vareta i a la longitud d'aquesta, sent aquesta la raó per la qual convé que la vareta sigui el més llarga possible alhora d'obtenir la màxima resolució. Aquests condicionants porten a una longitud òptima de 60 mm. Aquesta necessitat de realitzar dos assaigs no simultanis, un per mesurar desplaçaments i l'altre per la inclinació relativa, és sens dubte el principal inconvenient de la tècnica emprada.

El disseny del suports dels emissors i receptors va comportar algun problema. Com ja s'ha comentat aquests equips s'havien utilitzat per Gutès (4), i la base circular amb les guies per instal·lar-hi el suports del conjunt s'ha mantingut. Però la instal·lació de emissor-receptor amb suports separats no funcionava correctament en el cas de la mesura de desplaçaments axials, donat a que era difícil l'alineació simultània de emissor-vareta-emissor. Per aquesta raó es va optar per una placa comuna on l'emissor i receptor es munten ja alineats a la distància recomanada pel fabricant, i només cal alinear-ho amb les varetes, les quals han estat col·locades a la bomba a la mateixa distància que la dels dos equips.

---

<sup>cxiv</sup> <https://www.keyence.com/products/measure/micrometer/lr-5000/models/lr-5041/index.jsp>

La mecanització dels elements de la bomba s'ha realitzat amb la bomba muntada per minimitzar la possibilitat de que el forat de la tapa de tancament no coincideixi amb les varetes inserides en la placa lateral i l'eix conduïts de la bomba. S'ha procedit de la següent manera:

- Es realitza un forat de 3 mm de diàmetre i 25 mm de profunditat que travessa la tapa de tancament i forada parcialment la placa lateral.
- Es repassa el forat de la tapa a 3.5 mm de diàmetre
- Es realitza un forat de 4 mm de diàmetre i 5 mm de profunditat que travessa la tapa de tancament i marca el forat en el eix conduït
- Es repassa el forat de la tapa a 4.5 mm de diàmetre.
- Es desmunta la bomba, es neteja amb cura, i es forada l'eix conduït amb un forat de 4 mm i 10 mm de profunditat (amb broca de carbur de tungstè al estar l'eix cementat)
- Es col·loca una vareta d'alumini de 3 mm de diàmetre inserida en el forat de la placa lateral, i una altra de 4 mm de diàmetre en l'eix conduït (la diferència de diàmetre permet identificar-les fàcilment en l'equip de mesura). La fixació de les varetes es fa amb un adhesiu estructural d'alta resistència<sup>cxv</sup>, que permet pràcticament una soldadura en fred.
- Es munta la bomba amb cura, respectant el parell d'acollada amb la clau dinamomètrica.

S'ha de tenir en compte que els forats realitzats a la tapa de tancament són de 3.5 i 4.5 mm per varetes de 3 i 4 mm respectivament, pel que hi ha la possibilitat d'entrada d'aire degut a la depressió a l'aspiració. En el nostre cas això no succeeix, al disposar d'un dipòsit elevat. Això comporta una fuga constant d'oli durant l'assaig. Aquest inconvenient es comú als treballs de Birmingham, ja que els forats realitzats per treure els cables solidaris al eix i la placa tenien el mateix problema. No es pot procedir a instal·lar un sistema d'estanqueïtat, ja que aquest interferiria el moviment lliure del eix i de la placa, raó per la qual no hi ha més remei que anar recollint l'oli que es drena contínuament durant l'assaig.

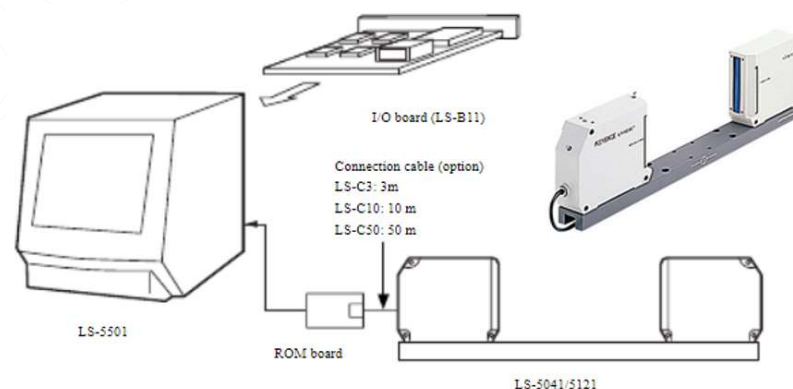


Figura 6-5: Equip bàsic del micròmetre làser Keyence LS-5041

<sup>cxv</sup> [https://www.henkel-adhesives.com/es/es/producto/structural-adhesives/loctite\\_aa\\_326.html](https://www.henkel-adhesives.com/es/es/producto/structural-adhesives/loctite_aa_326.html)

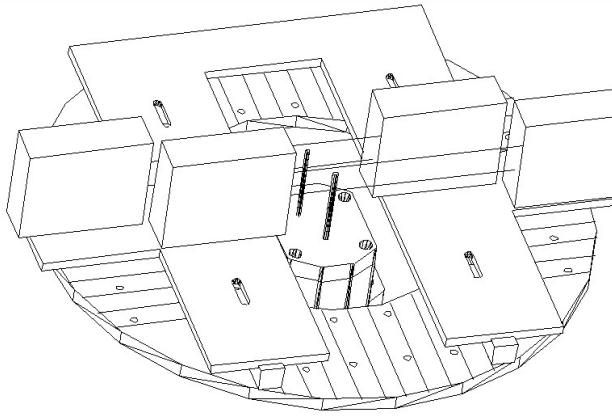


Figura 6-6: Muntatge per determinar els moviments axials

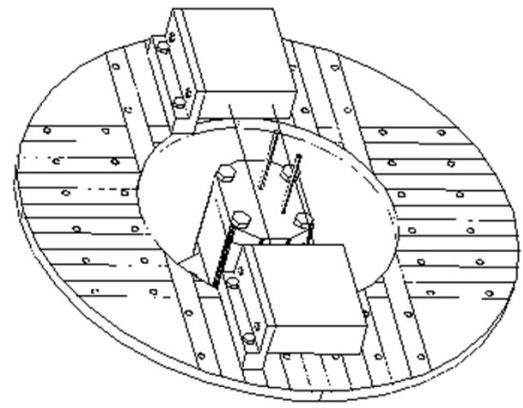


Figura 6-7: Muntatge per determinar la inclinació

Rang de mesura	0.2-40 (mm)
Amplada mínima del objecte	0.2( mm)
Distància transmissor/receptor	110-190 (mm)
Font de Llum	Làser semiconductor 670 (nm) Classe II(FDA) Classe 2 8IEC
Precisió de la mesura	+/- 2 (µm)
Repetibilitat	0.3 (µm)
Resolució de la pantalla	0.05 (µm)
Velocitat d'escombrada làser	1200 (Hz) 120 (m/s)
Abast de l'escombrada	46 (mm)
Grau de protecció	IP64
Rang de temperatura	0-50 (°C)
Rang d'humitat	35/85 (%)

Taula 6-1: Característiques del micròmetre làser Keyence LS-5041

### 6.2.2 Banc d'assaig

L'equip utilitzat per a realitzar els experiments ha estat el mateix que l'utilitzat en els assaigs del Capítols 4 i 5, adaptant-lo a les necessitats específiques de les proves que es volen realitzar. L'aspiració de la bomba està connectada a un dipòsit elevat mitjançant una canonada de 3", al final de la qual hi ha instal·lat un bloc de barra hexagonal amb els corresponents transductors de pressió i temperatura de l'aspiració, tal i com s'indica a la Figura 6-8. A la sortida de la bomba, en un bloc similar hi han instal·lats els transductors de la línia de pressió. Tot seguit una vàlvula estranguladora permet regular la pressió de treball, mentre que just a la sortida de la bomba hi ha una limitadora de pressió la qual només té funció de seguretat en el cas que el tancament del estrangulador provoqui una pressió excessiva. Es disposa d'un equip auxiliar de condicionament del oli, que permet escalfar-lo fent descarregar cap al dipòsit el cabal d'una bomba addicional per una vàlvula limitadora de pressió, i refredar-lo fent-lo passar el cabal per un bescanviador oli-aigua. El fet de disposar d'un dipòsit de gran volum fa que un cop aconseguida la

temperatura del assaig, sigui fàcil de mantenir dins del rang  $\pm 2$  °C aproximadament. Aquest circuit auxiliar incorpora un filtre de 10 micres per més que suficient per aconseguir un nivell de neteja adequat<sup>cxvi</sup>. En la Figura 6-8 i la Figura 6-9 es mostra l'equip utilitzat.

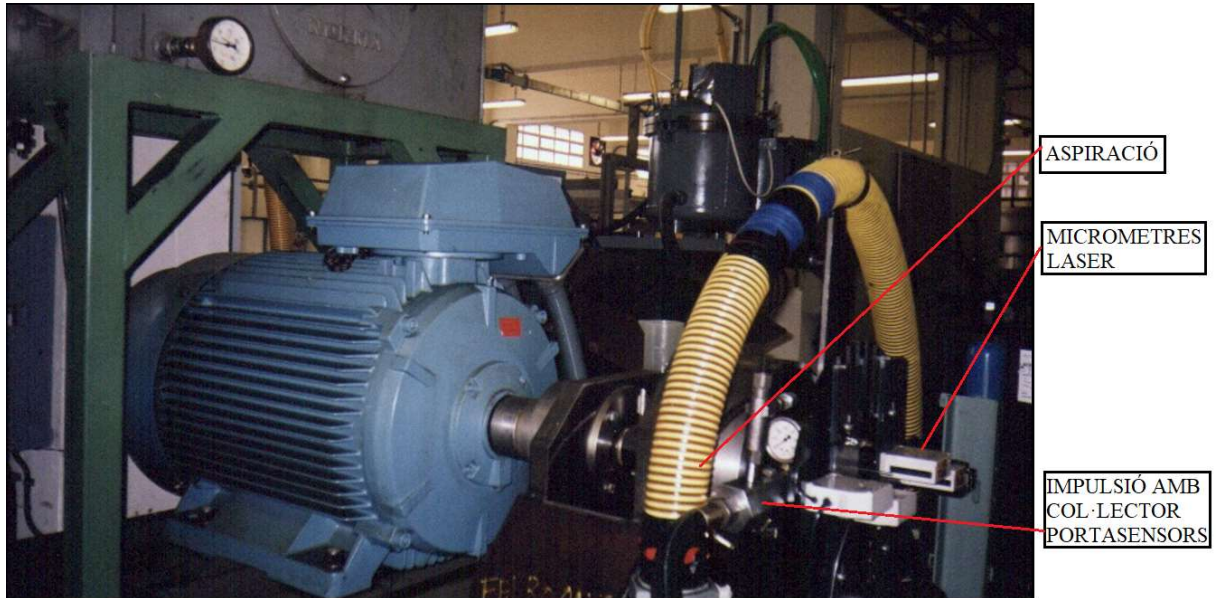


Figura 6-8: Visió general equip amb els micròmetres làser

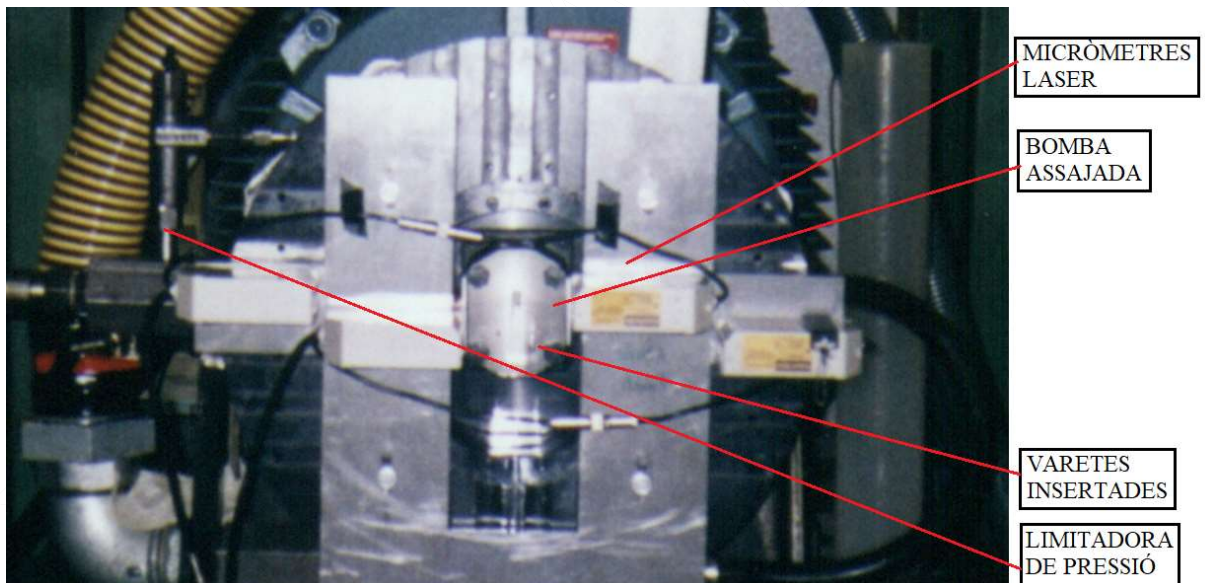


Figura 6-9: Visió frontal del equip amb micròmetres làser

### 6.3 Descripció del assaig

Tant en els experiments per a mesurar els desplaçaments axial del engranatge i de la placa lateral (assaig 1), com en els de mesurar la inclinació de la placa respecte l'engranatge (assaig 2) es procedeix de la següent manera.

<sup>cxvi</sup> Amb el grau de filtració del equip, el nivell del codi de neteja segons ISO 4406 deu ser aproximadament 19/17/13.

- Els assaigs es realitzaran a temperatura de 20 °C i 50 °C mesurats a l'aspiració de la bomba. La temperatura de treball s'aconsegueix escalfant l'oli mitjançant la descàrrega per la limitadora pel circuit auxiliar fins assolir la temperatura de treball<sup>cxvii</sup>, o refrigerant-lo, fent-lo circular pel bescanviador aigua-oli.
- Un cop aconseguida la temperatura del assaig, es regula la velocitat de gir mitjançant el variador de freqüència del motor trifàsic. Els assaigs es realitzaran a 500, 750, 1000, 1250, 1500, 1750 y 2000 rpm.
- Un cop estabilitzades la temperatura i la velocitat de gir, es procedeix a augmentar la pressió de 0 a 150 bar, amb escalons de 10 bar. Es procedeix a la lectura dels desplaçaments del engranatge i de la placa lateral. Es procedeix de la mateixa manera en sentit descendent.

### 6.3.1 Calibratge del equip

S'ha de tenir en compte que el conjunt dels engranatges i plaques laterals “floten” dins el cos de la bomba. L'eix conductor és solidari al acoblament que l'uneix amb el motor, i aquest no té impedit un cert moviment axial degut al joc del acoblament elàstic. Per tant, és molt important saber la posició del engranatge i de la placa quan l'espai entre ells sigui nul abans de cada assaig, ja que no estaran sempre en la mateixa posició. Per aquesta raó s'estableix un procediment de calibratge o posta a zero.

- Abans de cada assaig, es desplaça axialment l'engranatge i la placa lateral en direcció al motor elèctric, empenyant les varetes instal·lades. El diàmetre de les varetes permet fer la força necessària per a realitzar-ho.
- Una vegada es verifiqui que ja no hi ha moviment, s'indica a la instrumentació que aquesta posició és la posició “zero”. La diferència de lectura entre els dos sensors indicarà a partir d'aquest moment la separació entre placa i engranatge.
- Quan s'hagi realitzat l'assaig a una determinada velocitat de gir, s'atura l'equip i es torna a realitzar el calibratge. Aquest procediment es realitzarà per a cada velocitat de gir assajada<sup>cxviii</sup>, de manera que coneixerem el moviment relatiu entre engranatge i placa a mesura que es varia la pressió de treball.

---

<sup>cxvii</sup> La descàrrega d'una limitadora de pressió fa que tota la pressió a l'entrada es perdi per fregament (laminació del oli), convertint tota la potència dissipada en calor.

<sup>cxviii</sup> Es realitza amb l'equip aturat i abans del canvi de la velocitat per forçar a que cada sèrie de mesures comenci aproximadament en el mateix punt. D'aquesta manera es minimitza l'efecte de la histèresis amb la velocitat i es podrà estudiar la relacionada amb el canvi de la pressió de treball.

### 6.3.2 Metodologia experimental

Per a una temperatura i velocitat seleccionades es procedeix de la següent manera.

- Compactar placa i engranatge, assegurant que la folgança sigui nul·la<sup>cxix</sup>.
- Mesurar el “zero” del equip, considerant que hi ha contacte entre placa i engranatge.
- Posar en funcionament en buit aproximadament 20 (s) el sistema per a estabilitzar la folgança existent entre placa lateral i engranatge sense pressió.
- Augmentar la pressió de treball en intervals de 10 bar i anotar els desplaçaments de les varetes, fins arribar als 150 bar. Abans de prendre els valors dels desplaçaments s'esperen 15 (s) per la seva estabilització.
- Realitzar el mateix procediment de 150 bar a 0 bar<sup>cxx</sup>.
- Aturar l'equip al arribar a pressió nul·la.
- Tornat a realitzar aquest procediment i realitzar l'assaig a una altra velocitat<sup>cxxi</sup>.

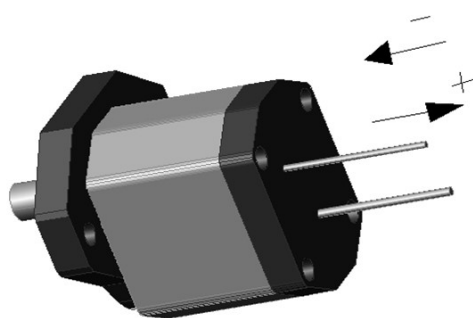


Figura 6-10: Convenció de signes utilitzada

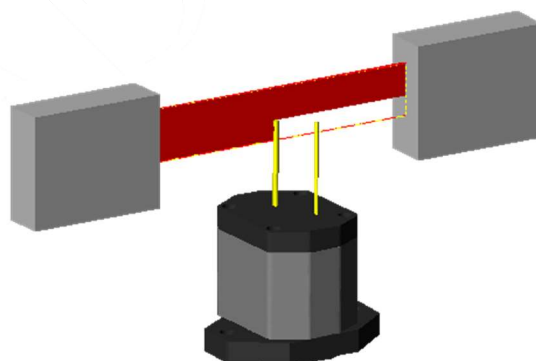


Figura 6-11: Interferència mesurada entre vareta i raig làser

### 6.4 Càlculs geomètrics

Les plaques laterals estan confinades en l'espai de la carcassa, entre l'engranatge i les tapes de tancament. Per tant el seu moviment té unes limitacions geomètriques que cal conèixer a priori a fi i efecte d'interpretar els resultats. Així mateix, el càlcul de la inclinació de la placa respecte l'engranatge es realitza de manera indirecta mitjançant la mesura del moviment vertical del punt final de la vareta. Aquestes consideracions geomètriques i l'algorisme de la inclinació de la placa es presenten a continuació<sup>cxixii</sup>.

<sup>cxix</sup> Es considera nul·la quan la diferència és per sota de les 2 μm.

<sup>cxx</sup> Aquestes lectures es realitzen per a intentar justificar la histèresis que s'han trobat en els rendiments de la bomba, tot i que la seva importància va molt més enllà. En el Capítol 7 es demostrarà que amb les mateixes condicions operatives de la bomba, l'equilibri entre engranatge i placa lateral pot donar-se en distintes posicions.

<sup>cxxi</sup> Els assaigs del Capítols 4 i 5 es realitzaven segons la metodologia explicada rigorosament en documents ISO. En el cas dels del Capítol 6 s'ha hagut d'establir aquesta metodologia després d'haver realitzar diversos assaigs previs.

<sup>cxixii</sup> Els valors dimensionals presentats a continuació són els valors mitjos tenint en compte les toleràncies de fabricació indicat en els planells del fabricant.

### 6.4.1 Desplaçament axial màxim permès

El màxim desplaçament axial de la placa està determinat pel joc màxim d'aquesta dins de la bomba. Per tant, considerant que la placa no es troba inclinada (cas de desplaçament axial màxim), aquest serà el joc axial existent una vegada ha estat muntada. Observant la Figura 6-12, les dimensions a considerar subministrades pel fabricant de la bomba són la longitud de la carcassa de la bomba  $L_{cb}=65$  mm, la de la placa lateral  $L_{pl}=20$  mm i la del engranatge  $L_r=24.75$  mm. Per tant, el joc màxim serà

$$e_{\max} = L_{cb} - 2L_{pl} - L_r = 0.25 \text{ mm} \quad (\text{eq. 6.1})$$

Considerant un moviment simètric de les dues plaques<sup>cxixiii</sup>, el desplaçament màxim que podem en el cas de la compressió total de la junta d'estanqueïtat situada a la part posterior de la placa serà de 0.125 mm.

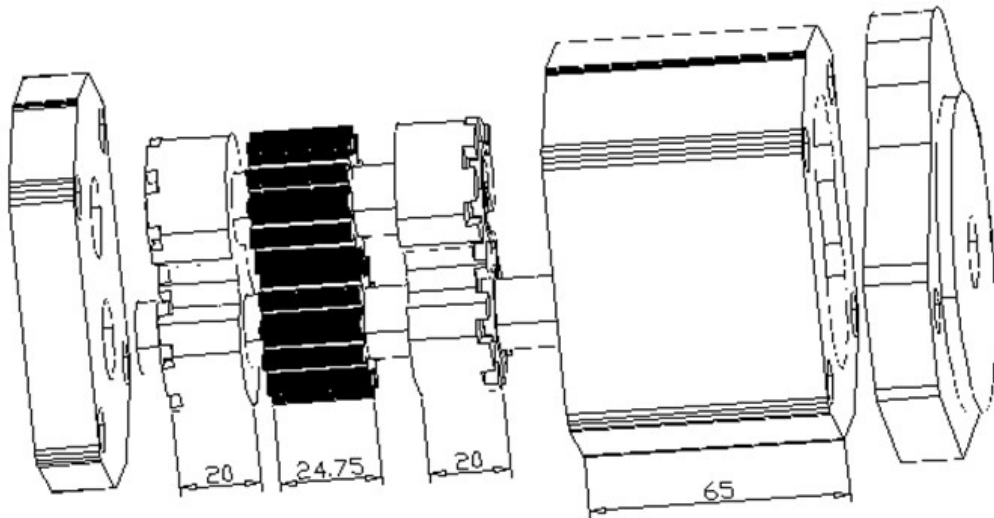


Figura 6-12: Muntatge de la bomba de referència

### 6.4.2 Inclinació màxima permesa

#### 6.4.2.1 Límit de la inclinació de la placa pel al joc entre placa i carcassa

Tenint en compte la Figura 6-13, i que les dimensions a considerar subministrades pel fabricant de la bomba són diàmetre interior de la carcassa  $D_c= 37.42$  mm, diàmetre exterior de la placa  $D_{pl}=37.33$  mm i longitud de la placa  $L_{pl}=20$  mm, es procedeix a establir les següents relacions:

$$\cos \alpha = y/37.33 \quad (\text{eq. 6.2})$$

$$\sin \alpha = x/20 \quad (\text{eq. 6.3})$$

tenint en compte que

$$\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha = 1 \quad (\text{eq. 6.4})$$

podem establir el següent sistema de dues equacions i dues incògnites

<sup>cxixiii</sup> Encara que es considera aquesta hipòtesis, no hi ha cap referència prèvia sobre la seva corroboració experimental.



$$x + y = 37.42 \quad (\text{eq. 6.5})$$

$$\left(\frac{x}{20}\right)^2 + \left(\frac{y}{37.33}\right)^2 = 1 \quad (\text{eq. 6.6})$$

les solucions del qual són  $x=0.092$  mm i  $y= 37.32$  mm. Per tant la inclinació màxima que pot donar-se sense que hi hagi interferència geomètrica entre placa i carcassa serà de

$$\alpha_{\max} = \arcsin\left(\frac{0.092}{20}\right) = 0.26^\circ \quad (\text{eq. 6.7})$$

#### 6.4.2.2 Límit de la inclinació de la placa pel joc entre el coixinet i l'eix

Tenint en compte la Figura 6-14, i que les dimensions a considerar subministrades pel fabricant de la bomba són diàmetre interior del coixinet  $D_i= 18.051$  mm, diàmetre del eix  $D_e=17.965$  mm i la longitud del eix dins del coixinet  $L_c=19.5$  mm, es procedeix a establir les següents relacions:

$$\cos \alpha = \frac{y}{17.965} \quad (\text{eq. 6.8})$$

$$\sin \alpha = \frac{x}{19.5} \quad (\text{eq. 6.9})$$

tenint en compte que

$$\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha = 1 \quad (\text{eq. 6.10})$$

podem establir el següent sistema de dues equacions i dues incògnites

$$x + y = 18.051 \quad (\text{eq. 6.11})$$

$$\left(\frac{x}{19.5}\right)^2 + \left(\frac{y}{17.965}\right)^2 = 1 \quad (\text{eq. 6.12})$$

les solucions del qual són  $x=0.104$  mm i  $y= 17.947$  mm. Per tant la inclinació màxima que pot donar-se sense que hi hagi interferència geomètrica entre placa i carcassa serà de

$$\alpha_{\max} = \arcsin\left(\frac{0.104}{19.5}\right) = 0.30^\circ \quad (\text{eq. 6.13})$$

Per tant, l'angle d'inclinació màxim es troba limitat pel menor dels calculats, o sigui  $0.26^\circ$ .

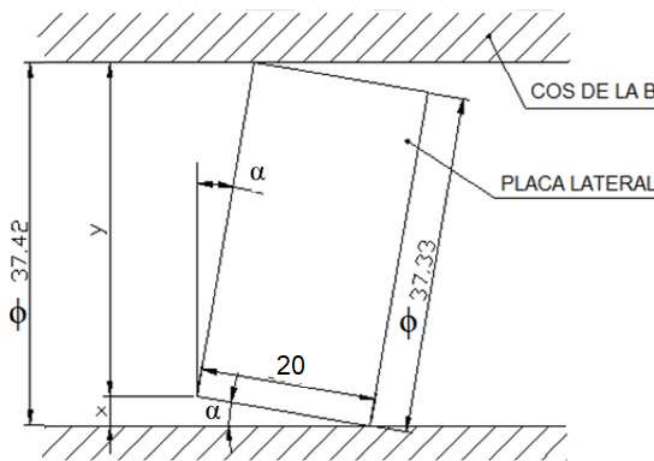


Figura 6-13: Inclinació de la placa lateral dins la carcassa

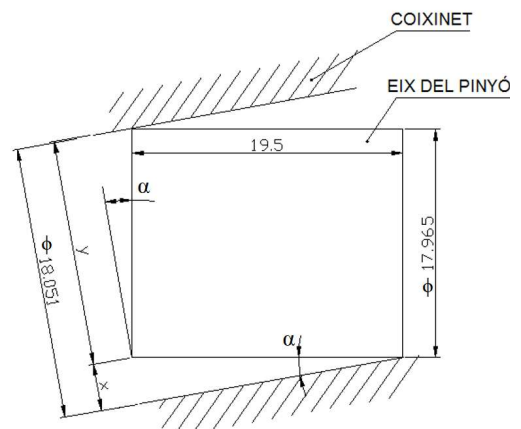


Figura 6-14: Inclinació del eix dins del coixinet



### 6.4.3 Càlcul experimental del desplaçament de la placa

Pel càlcul del espessor mig de la pel·lícula d'oli entre l'engranatge i la placa lateral, és necessari trobar les posicions relatives de les cares enfrontades en ambdues peces. Donat que la inclinació del engranatge es considera nul·la<sup>cxixiv</sup> segons s'il·lustra a la Figura 6-15,  $x_2$  representa el desplaçament axial del engranatge en el punt d'inserció de la vareta. Els punts A i B representats, són el extrems del engranatge que es troben a la zona d'impulsió i aspiració respectivament. Observant el moviment de la placa en la Figura 6-16, s'aprecia que al mateix temps que el seu centre té un desplaçament axial  $x_3$ , els seus extrems es desplacen  $x_4$  degut a la seva inclinació  $\alpha$ . L'espessor en el punt A és

$$e_A = x_3 - x_4 - x_2 \quad (\text{eq. 6.14})$$

mentre que el del punt B es determina com

$$e_B = x_3 + x_4 - x_2 \quad (\text{eq. 6.15})$$

L'espessor mig entre placa i engranatge serà doncs  $\alpha$

$$e_M = \frac{e_A + e_B}{2} = x_3 - x_2 \quad (\text{eq. 6.16})$$

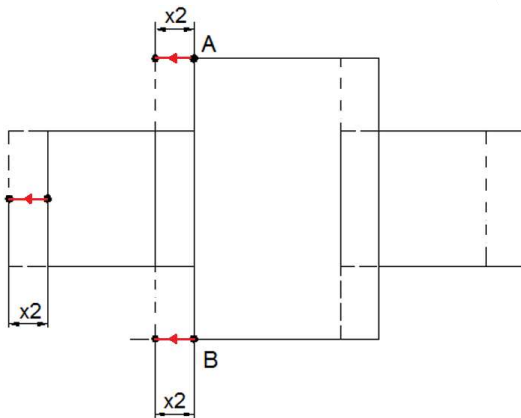


Figura 6-15: Esquema del moviment del engranatge

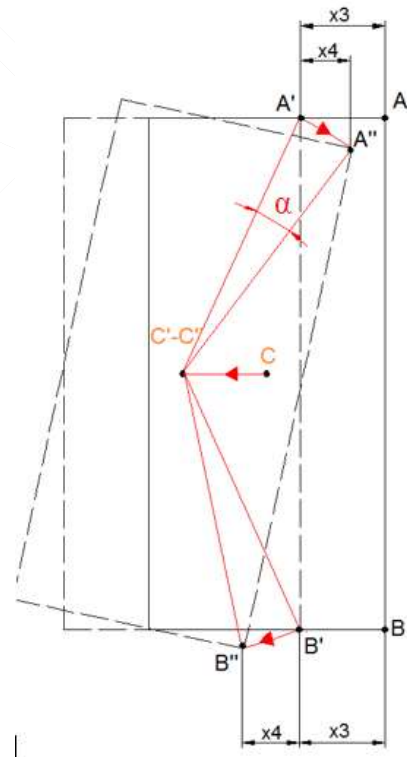


Figura 6-16: Esquema del moviment de la placa

<sup>cxixiv</sup> No vol dir que no pugui inclinar-se dins la carcassa, sinó que es pren com a referència alhora de determinar la inclinació de la placa. Al cap i la fi, es tracta de cercar la inclinació relativa de la placa respecte l'engranatge. El considerar l'eix del engranatge inclinat respecte l'eix de la carcassa significaria que les plaques d'ambdós costats es comporten diferent, o sigui, que no hi ha simetria a la bomba. En tot aquest procés, s'ha considerat un comportament simètric de les dues plaques laterals.

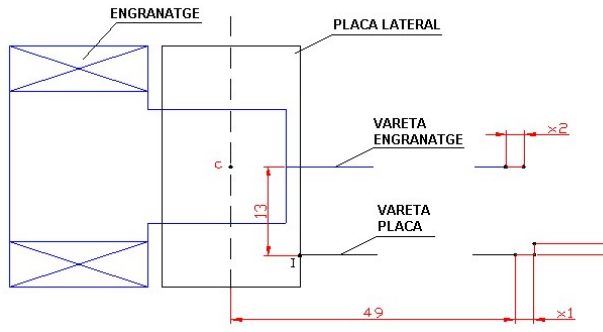


Figura 6-17: Desplaçament de les varetas en assaig 1(\$x\_1, x\_2\$) i assaig 2 (\$y\_1\$)

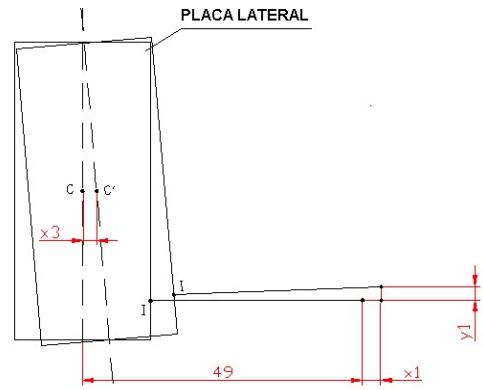


Figura 6-18: Desplaçament de la vareta de la placa en assaig 1(\$x\_1\$) i assaig 2 (\$y\_1\$)

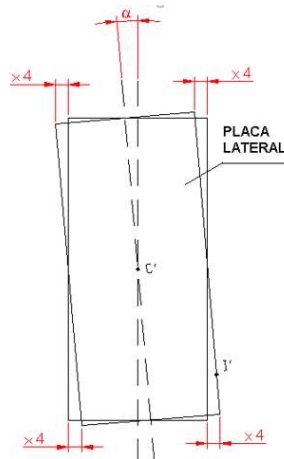


Figura 6-19: Inclinació de la placa

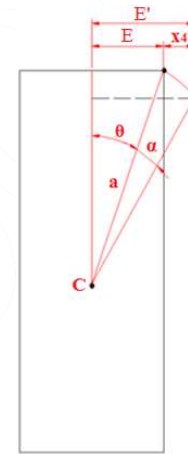


Figura 6-20: Desplaçament en els extrems

#### 6.4.4 Càlcul experimental de la inclinació de la placa

Per a realitzar el càlcul de la inclinació de la placa cal fer-ho de manera indirecta, ja que tal i com s'ha comentat anteriorment, els aparells de mesura únicament mesuren desplaçaments. Es col·loca el sensor làser tal i com s'indica a la Figura 6-7, mesurant el desplaçament de la vareta verticalment, i considerant l'eix de gir la línia entre centres de coixinets. Pel càlcul d'inclinació es té en compte el desplaçament axial de la mateixa vareta, havent de col·locar únicament els sensors en una posició distinta. En la Figura 6-17 es pot observar quins són els desplaçaments mesurats, \$x\_1\$ i \$x\_2\$ en el primer assaig i \$y\_1\$ en el segon assaig. Els desplaçaments horitzontal de la placa \$x\_3\$ i en els extrems \$x\_4\$, es poden calcular a partir de les dades dels dos assaigs com es mostra a la Figura 6-19 i Figura 6-20. Sent la distància entre el centre de la placa i l'extrem de la vareta 49 mm, i 13 mm la distància a la línia entre centres, tal i com es mostra a la Figura 6-17 i Figura 6-18 respectivament, l'angle de la inclinació vindrà determinat per

$$\alpha = \arcsin \frac{y_1}{49} \quad (\text{eq. 6.17})$$

El desplaçament horitzontal del centre de la placa serà

$$x_3 = x_1 - 13 \tan \alpha \quad (\text{eq. 6.18})$$

on \$13 \tan \alpha\$ és el desplaçament horitzontal de la vareta de la placa degut a la seva inclinació.

Els desplaçaments axials en els extrems de la placa deguts a la inclinació venen donats per

$$x_4 = E' - E = a \sin(\theta + \alpha) - a \sin \theta \quad (\text{eq. 6.19})$$

on  $a=21.175 \text{ mm}$ ,  $\theta=28.18^\circ$  i  $\alpha$  és la inclinació de la placa que es cerca.

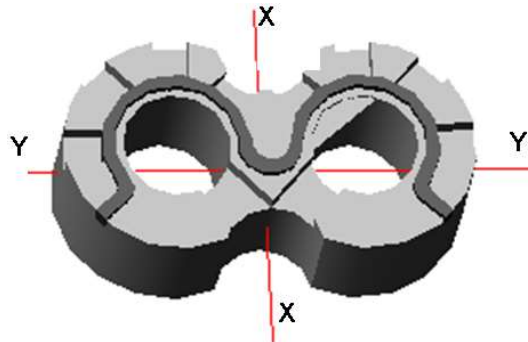


Figura 6-21: Eix de gir Y-Y, simetria X-X

## 6.5 Resultats

A continuació es mostren únicament els resultats gràfics. Els resultats numèrics es poden consultar a l'Annex A, Apartat 10.1.3.

### 6.5.1 Desplaçaments a 20 °C

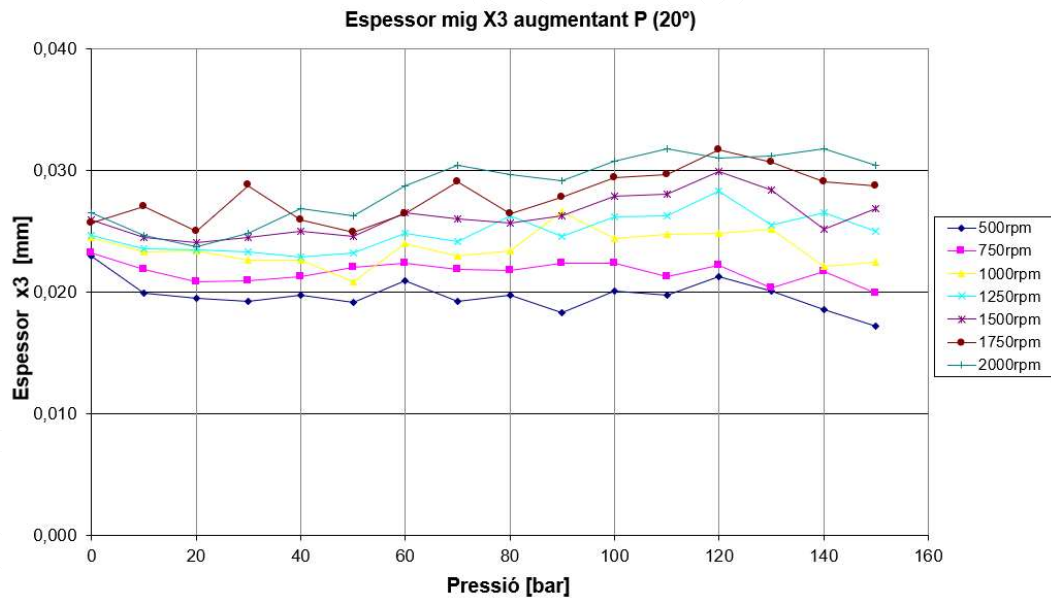


Figura 6-22: Espessor mig augmentat pressió (20 °C)

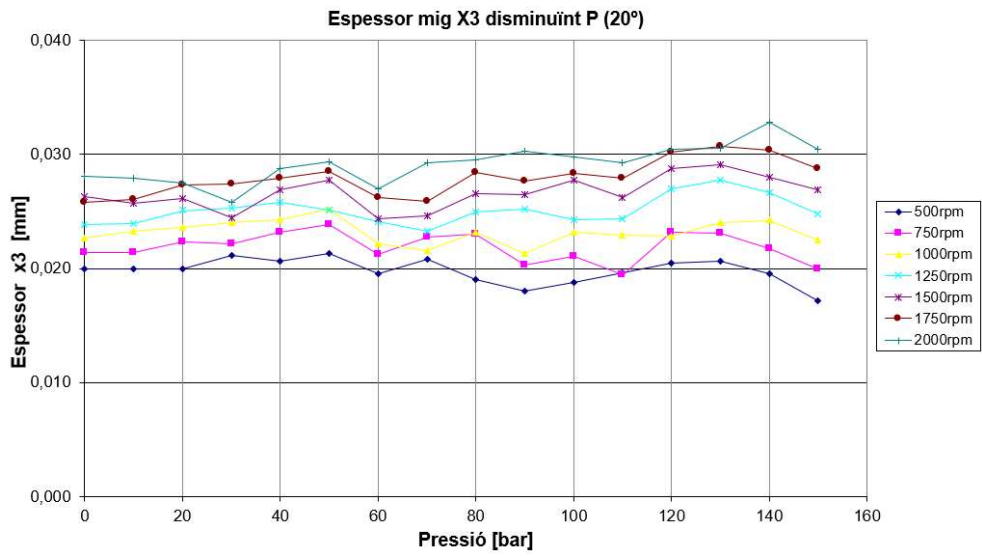


Figura 6-23: Espessor mig disminuint pressió (20 °C)

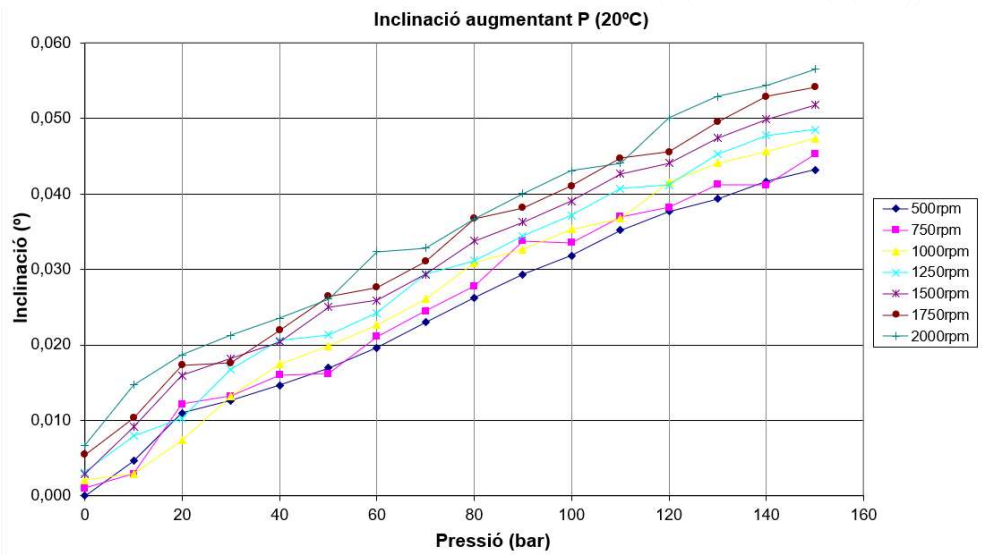


Figura 6-24: Inclinació augmentant pressió (20°C)

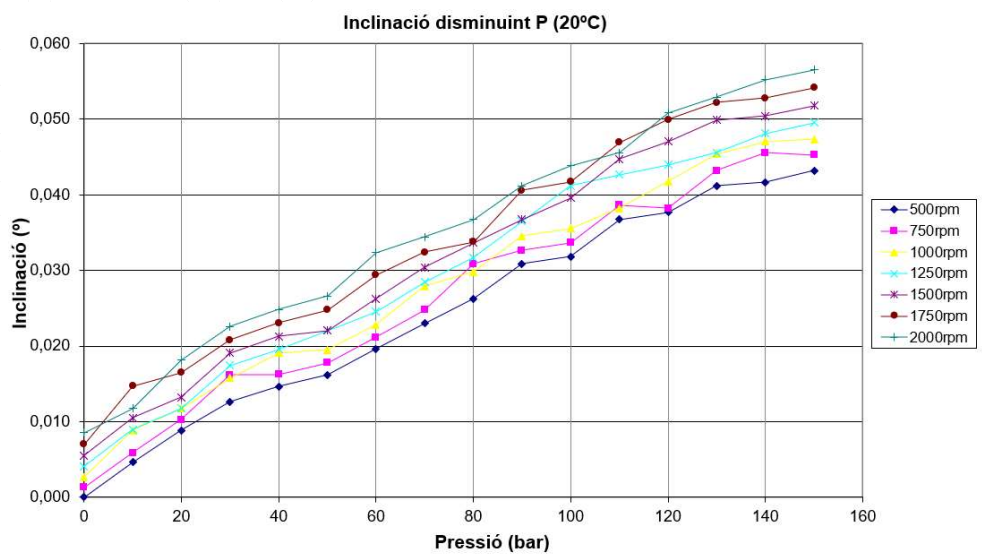


Figura 6-25: Inclinació disminuint pressió (20 °C)

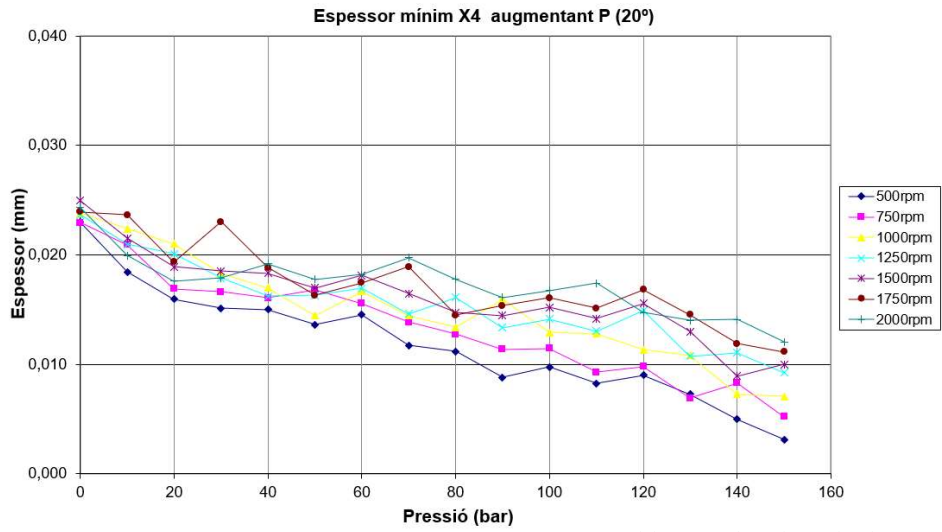


Figura 6-26: Espessor mínim augmentat pressió (20 °C)

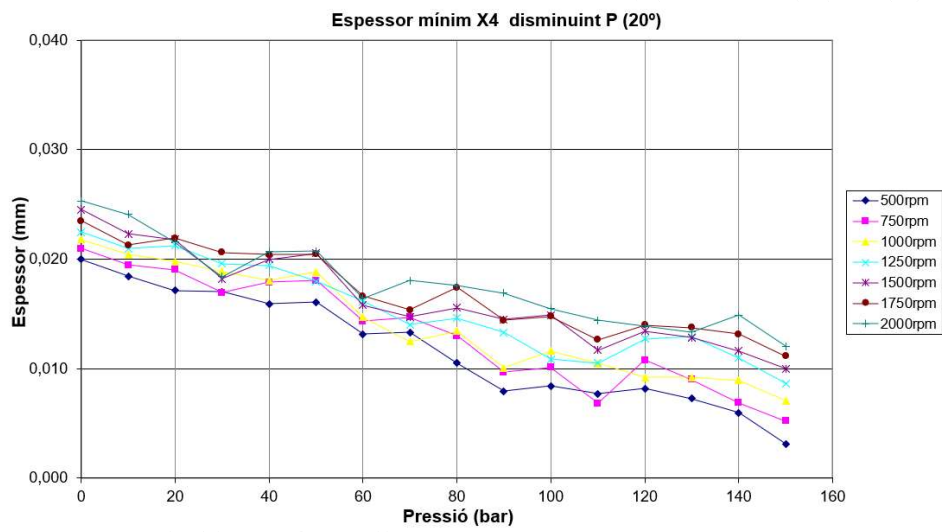


Figura 6-27: Espessor mínim disminuint pressió (20 °C)

### 6.5.2 Desplaçaments a 50 °C

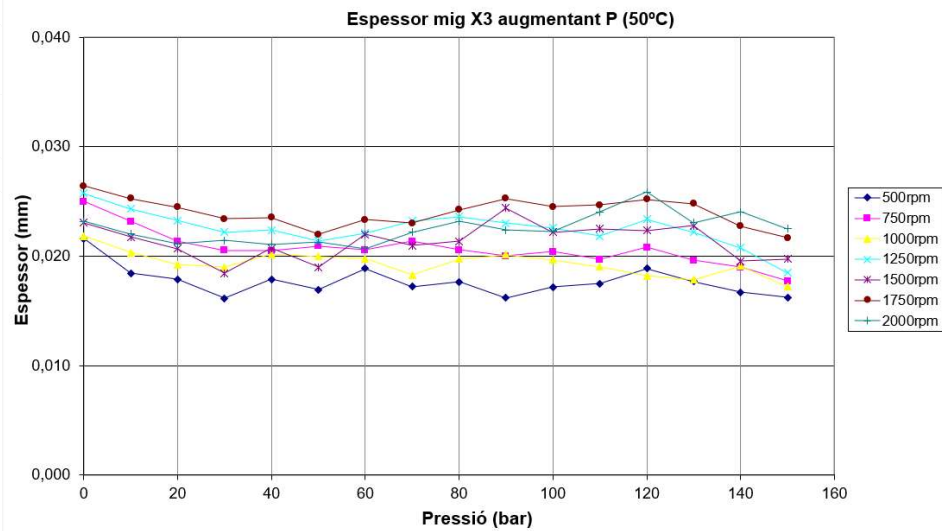


Figura 6-28: Espessor mig augmentat pressió (50°C)

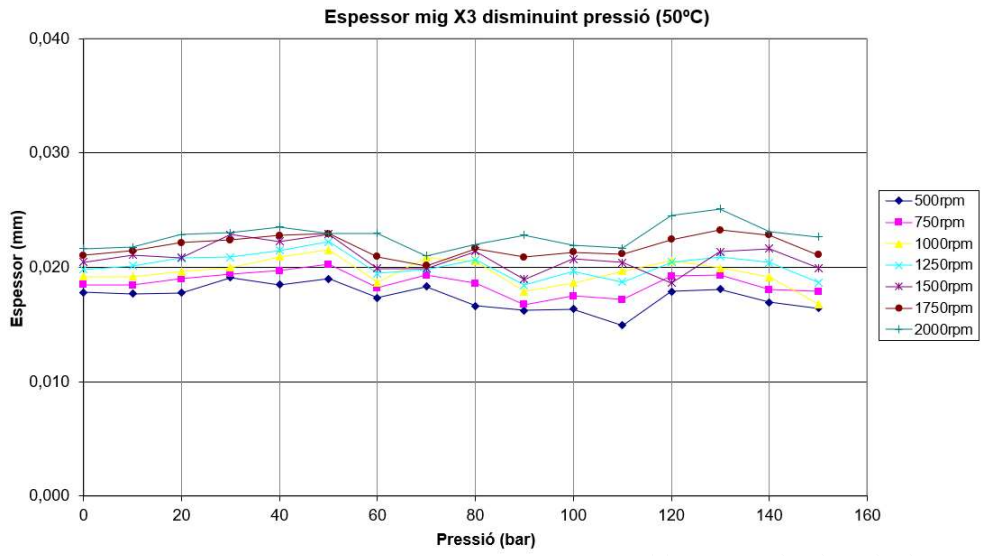


Figura 6-29: Espessor mig disminuint pressió (50 °C)

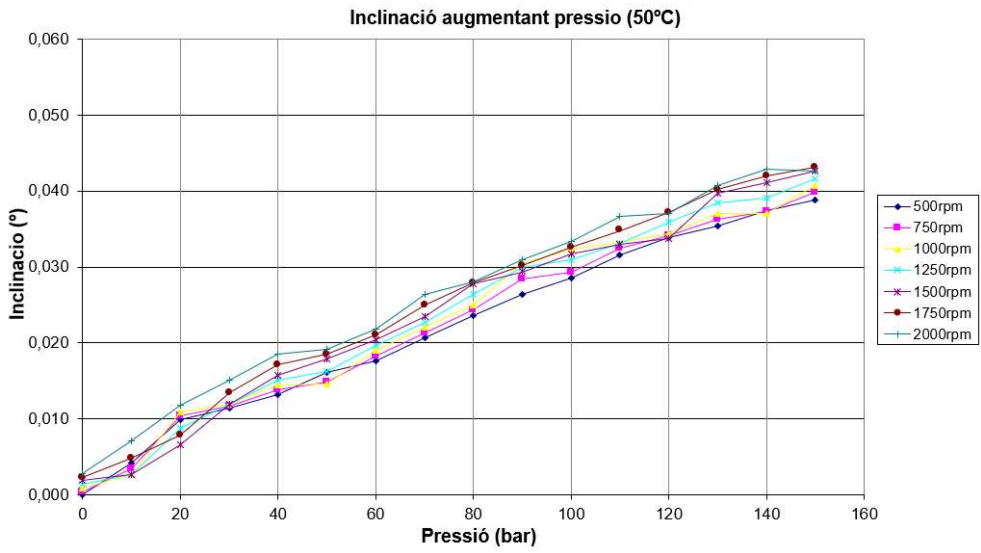


Figura 6-30: Inclinació augmentant pressió (50 °C)

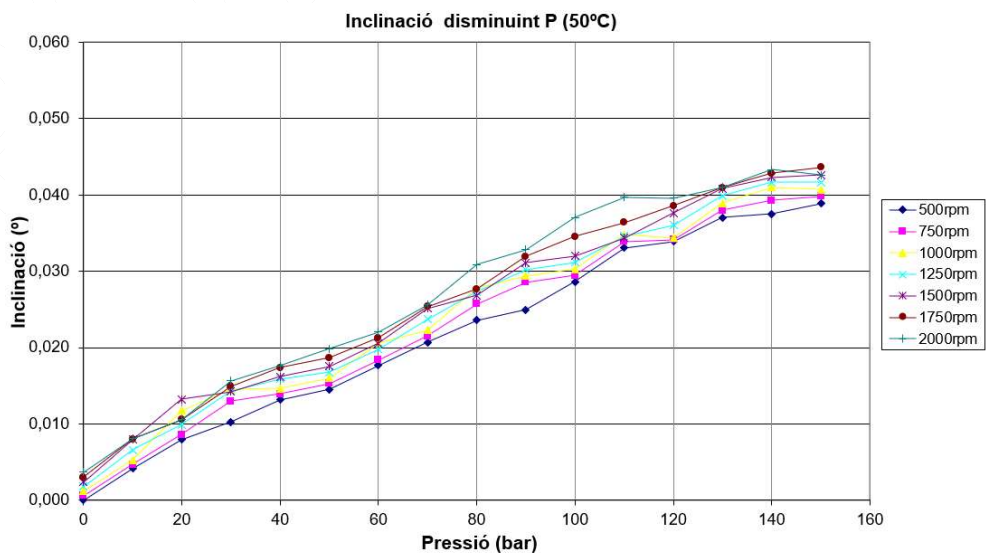


Figura 6-31: Inclinació disminuint pressió (50 °C)

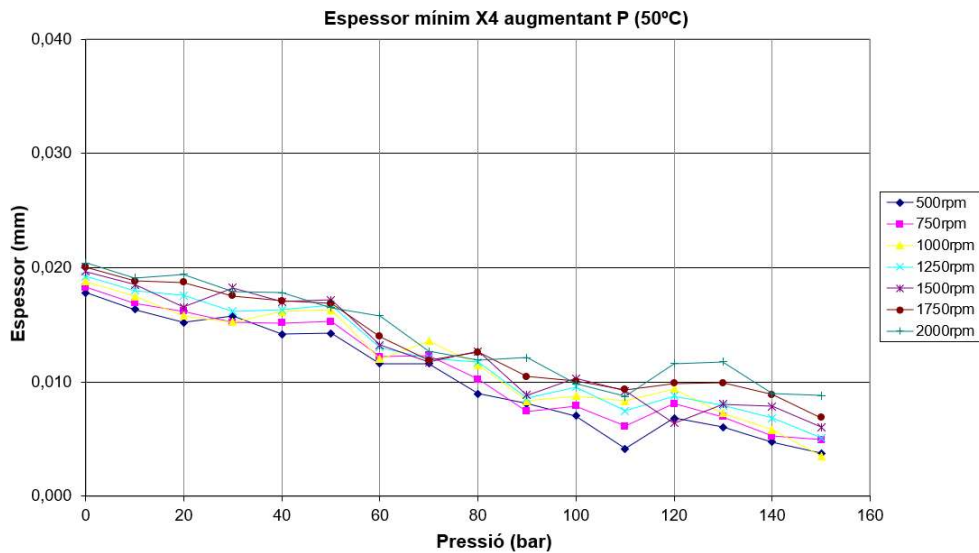


Figura 6-32: Espessor mínim augmentat pressió (50 °C)

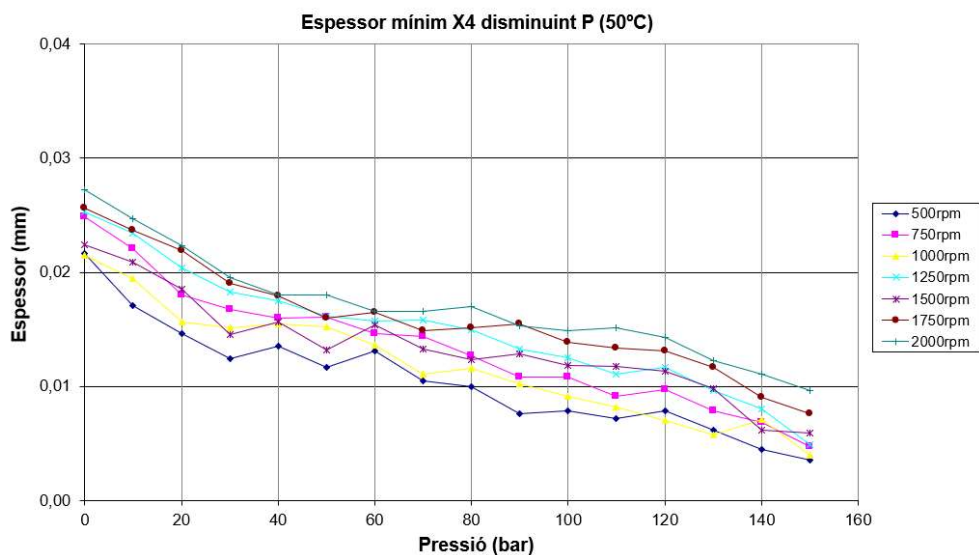


Figura 6-33: Espessor mínim disminuint pressió (50 °C)

## 6.6 Discussió

### 6.6.1 Consideracions generals

Encara que el principal objectiu d'aquest capítol ha estat l'obtenció de mesures que permetin validar el model del moviment de les plaques laterals que es desenvoluparà en el següent, que ha de permetre relacionar la parametrització de la bomba amb els canvis en el seu interior al variar les condicions operatives, ja es poden apreciar conclusions força significatives.

Comparant el comportament de la folgança entre placa i engranatge amb els presentats per altres autors per BE semblants, l'ordre de magnitud dels desplaçaments és força similar. Això ens fa pensar que els resultats venen a mostrar el que succeeix en l'interior de la bomba tot i la necessitat que hi ha hagut d'haver de realitzar dos assaigs per a determinar-los, fet que veritablement ha estat un handicap important.



L'espessor mínim treballant a pressions entre 100 i 150 bars varia entre 4 i 12 micres, però al contrari del que succeeix amb les investigacions de Borghi i Zardin (62) i Thiagarajan i Vacca (99), aquest es troba a la zona d'impulsió en comptes de la zona d'aspiració. En canvi, si que el sentit de la inclinació coincideix amb els treballs duts a terme per Koç (65). De fet, Borghi i Zardin ja comenten respecte la seva bomba assajada de la necessitat de sobre-equilibrar la placa lateral per minimitzar la seva inclinació cap a la aspiració. Al dependre aquesta inclinació de la posició del centre de pressions de la zona d'empenta de la part posterior, depèn doncs de la geometria de la junta d'estanqueïtat que separa la zona d'impulsió de la d'aspiració.

Així doncs, en el nostre cas, el fet que la placa estigui inclinada fa que hi hagi un espessor mínim a la part d'impulsió. Per exemple, prenent els valors a 1500 rpm, 50 °C i 150 bar l'espessor mínim a la zona d'impulsió és de 6 µm (mostrat en la Figura 6-32), mentre que a la zona d'aspiració és del ordre de 34 µm (es pot consultar en l'Apartat 10.1.3 ). La inclinació màxima és de 0.043 °(mostrat en la Figura 6-30), prenent sempre valors semblants. Per tant el seu valor sempre és inferior als 0.26° màxims que permet les toleràncies de la placa amb la carcassa, de manera que veritablement es troba “flotant”.

Respecte l'espessor mig, es manté pràcticament constant a mesura que augmenta la pressió. Per tant, un augment de pressió es tradueix amb una inclinació superior de la placa, una disminució del espessor mínim i una major capacitat sustentadora de la pel·lícula d'oli. Es constata també un augment del espessor mig al augmentar la velocitat de gir. Com veurem en el proper capítol, són comportaments totalment en consonància amb les lleis de la lubricació hidrodinàmica que regeixen el domini en qüestió<sup>cxv</sup>.

Les mesures s'han pres tant augmentant la pressió com disminuint-la, per poder estudiar la histèresi en el seu comportament. Aquest fenomen també s'aprecia en els resultats del rendiment de la bomba segons ISO 4409, tot i que no han estat representats en el Capítol 4. Encara que una possible explicació és atribuir-lo al conegut fenomen del “stick-slip”, en el Capítol 7 es reproduirà aquest comportament numèricament, i es demostrarà que l'equilibri de la placa pot donar-se en diferents posicions. Aquest cas és un exemple de la relació entre la parametrització de la bomba amb el moviment de les plaques. Aquesta relació es veu reflectida amb la variació dels coeficients de pèrdues, i serà estudiada en detall en el Capítol 8. Un altre exemple és la disminució del coeficient de fuites laminars al augmentar la pressió de treball amb el mateix ordre que la disminució del espessor mínim entre la placa i l'engranatge.

Observant més en detall els resultats, podem definir com a “flotant” no només la placa, sinó també el conjunt de les dues plaques i els dos eixos. Res impedeix que tot el conjunt es desplaci axialment. S'observa que l'eix conduit es desplaça cap a fora (sentit positiu segons Figura 6-10), de manera que també es desplaça tot el conjunt, fins que la placa lateral situada al costat de la tapa de tancament arriba a una posició d'equilibri on la compressió de la junta d'estanqueïtat compensa els esforços axials que desplacen

---

<sup>cxv</sup> La capacitat sustentadora d'una falca hidrodinàmica és directament proporcional a la velocitat i la inclinació relativa de les superfícies



el conjunt. Aquest desplaçament és del ordre de 15-20  $\mu\text{m}$ , augmentant amb la pressió de treball i presentant una histèresis, de manera que si es torna a pressió nul·la, l'eix conduit no torna a la mateixa posició de partida. S'interpreta que la desalineació que ha d'absorbir l'acoblament elàstic que transmet el parell del motor elèctric a la bomba genera esforços axials que augmenten amb el parell transmès. També pot ser degut, com aprecia també Koç (100), a una desalineació dels coixinets de les plaques laterals. Aquest efecte és menys probable en la nostra bomba, ja que les plaques laterals són d'una sola peça mentre que en la de Koç són partides i per tant, més susceptibles a desalineacions. A la Taula 6-2 es mostren els resultats dels valors utilitzats pel càlcul del espessor placa-engranatge i inclinació a 1500 rpm i 20 °C, on es pot observar aquest efecte (a tots els assaigs s'arriba aproximadament al mateix desplaçament del eix X2). O sigui, la junta d'estanqueïtat del costat de la tapa de tancament està més comprimida que la del costat del eix, i a partir d'aquesta posició, s'estableix l'equilibri entre engranatges i plaques laterals.



1500 rpm	bar	X2(+P)	X2(-P)	X1(+P)	X1(-P)	Y1(+P)	Y1(-P)	X4(+P)	X4(-P)	$\alpha(+P)$	$\alpha(-P)$	$13^{\circ}\text{tg}(\alpha)(+P)$	$13^{\circ}\text{tg}(\alpha)(-P)$	X3(+P)	X3(-P)
	0	0,000	0,006	0,027	0,034	0,002	0,004	0,001	0,002	0,003	0,006	0,001	0,001	0,026	0,032
	10	0,001	0,007	0,028	0,036	0,006	0,007	0,003	0,003	0,009	0,011	0,002	0,002	0,026	0,033
	20	0,003	0,007	0,031	0,037	0,011	0,009	0,005	0,004	0,016	0,013	0,004	0,003	0,027	0,034
	30	0,005	0,008	0,034	0,037	0,012	0,013	0,006	0,006	0,018	0,019	0,004	0,004	0,030	0,033
	40	0,005	0,008	0,035	0,040	0,014	0,014	0,007	0,007	0,020	0,021	0,005	0,005	0,030	0,035
	50	0,006	0,008	0,036	0,041	0,015	0,015	0,007	0,007	0,022	0,022	0,005	0,005	0,031	0,036
	60	0,006	0,010	0,038	0,040	0,018	0,018	0,008	0,009	0,026	0,026	0,006	0,006	0,032	0,034
	70	0,006	0,010	0,039	0,042	0,020	0,021	0,010	0,010	0,029	0,030	0,007	0,007	0,032	0,035
	80	0,008	0,011	0,041	0,045	0,023	0,023	0,011	0,011	0,034	0,034	0,008	0,008	0,034	0,038
	90	0,008	0,012	0,043	0,047	0,025	0,025	0,012	0,012	0,036	0,037	0,008	0,008	0,035	0,038
	100	0,008	0,011	0,045	0,048	0,027	0,027	0,013	0,013	0,039	0,040	0,009	0,009	0,036	0,039
	110	0,008	0,013	0,046	0,049	0,029	0,030	0,014	0,015	0,043	0,045	0,010	0,010	0,036	0,039
	120	0,009	0,013	0,049	0,052	0,030	0,032	0,014	0,015	0,044	0,047	0,010	0,011	0,039	0,041
	130	0,010	0,013	0,049	0,053	0,032	0,034	0,015	0,016	0,047	0,050	0,011	0,011	0,038	0,042
	140	0,014	0,014	0,050	0,053	0,034	0,034	0,016	0,016	0,050	0,050	0,011	0,011	0,039	0,042
	150	0,014	0,014	0,053	0,053	0,035	0,035	0,017	0,017	0,052	0,052	0,012	0,012	0,041	0,041

Taula 6-2: Paràmetres geomètrics pel càlcul del desplaçament de la placa  
Desplaçaments en (mm) i inclinacions en (°)

Un altre afecte a tenir en compte és que en el moment d'arrancar l'equip, la placa es desprèn del engranatge aproximadament 25  $\mu\text{m}$  tot i que durant la calibratge s'ha empentat les varetes perquè aquesta distància sigui nul·la. O sigui, que el desplaçament de la placa és la suma del desplaçament del eix comentat anteriorment, més l'espessor que es crea al arrancar. Això indica el bon funcionament de la lubricació de la unitat, ja que és molt important en aquest tipus de bomba l'establiment d'un ràpid equilibri de les pel·lícules d'oli per impedir el gripatge en arrancades en fred i amb càrrega. El model presentat en el proper capítol permet realitzar aquesta mena d'estudis.

No s'ha constatat que el comportament polsant de la pressió comporti a un moviment oscil·lant de la posició de la placa, degut a la diferència important entre la freqüència de les pulsacions i la freqüència pròpia de la placa. Aquest fet és molt important, ja que elimina la possibilitat d'un moviment inestable al entrar en ressonància el moviment de la placa amb la pulsació de pressió. La placa queda en una posició

d'equilibri, sense vibrar. Aquest efecte pot donar-se per demostrat experimentalment<sup>cxvii</sup>, ja que la velocitat de lectura del equip làser hagués permès visualitzar quelcom si la placa estigués vibrant.

Ja s'ha comentat en el Capítol 4 alhora de realitzar la modelització del comportament volumètric de la bomba que el flux de fuites ve definit per les equacions de Couette i Poiseuille. El flux degut a Couette, o sigui, l'arrossegat pel moviment del contorn, pot considerar-se més o menys equilibrat<sup>cxviii</sup>, ja que mitja bomba l'arrossega de la impulsió a la aspiració i l'altra mitja de la aspiració a la impulsió. Per tant, podem suposar que la majoria de les fuites són degudes a Poiseuille si el règim és laminar. O sigui,

$$Q_s = \frac{b \cdot e^3 \Delta P}{12\mu \cdot l} \quad (\text{eq. 6.20})$$

on  $b$  representa l'ample de la escletxa,  $l$  la longitud,  $e$  l'espessor,  $\Delta P$  el gradient de pressió i  $\mu$  la viscositat dinàmica. En base a aquest simple supòsit, a continuació s'estudiarà la bondat del comportament observat i la seva relació amb les fuites analitzades en el Capítol 4, per a concloure que els valors es corresponen amb el que passa en realitat en l'interior de la bomba i per tant poden ser utilitzats per a validar el model creat en el següent capítol.

### 6.6.2 Efecte de la temperatura

La viscositat cinemàtica a 20 °C del oli utilitzat<sup>cxviii</sup> és de 82 cSt, mentre que a 50 °C és de 23 cSt segons el fabricant. Per altra banda, l'espessor mínim a 1500 rpm, 100 bars i 20 °C és de 15 µm, mentre que a 50 °C és de 13 µm. Per tant, la relació entre els cabals de fuites serà

$$\frac{Q_{S\ 50^\circ\text{C}}}{Q_{S\ 20^\circ\text{C}}} = \frac{e_{50^\circ\text{C}}^3}{e_{20^\circ\text{C}}^3} \cdot \frac{\mu_{20^\circ\text{C}}}{\mu_{50^\circ\text{C}}} = \frac{13^3}{15^3} \cdot \frac{82}{23} = 2.32 \quad (\text{eq. 6.21})$$

Coneixent els rendiments volumètrics mesurats en el Capítol 4 del 97% a 20 °C i de 92% a 50 °C<sup>cxix</sup>, la relació de fuites vindrà quantificada per

$$\frac{Q_{S\ 50^\circ\text{C}}}{Q_{S\ 20^\circ\text{C}}} = \frac{1 - \eta_{v\ 50^\circ\text{C}}}{1 - \eta_{v\ 20^\circ\text{C}}} = \frac{1 - 0,92}{1 - 0,97} = 2.66 \quad (\text{eq. 6.22})$$

O sigui, la compensació de joc axial explica que les fuites a 50 °C no siguin 3,56 vegades superiors a 20 °C, o sigui, la relació entre les viscositats de 82 i 23 cSt.

A una temperatura  $t_1$  i  $t_2$  es dedueixen els corresponents rendiments volumètrics  $\eta_{v1}$  i  $\eta_{v2}$ .

$$Q_{S1} = k \cdot e_1^3 / \mu_1 \quad Q_{S2} = k \cdot e_2^3 / \mu_2 \quad (\text{eq. 6.23})$$

$$Q_{S2} = \frac{\mu_1}{\mu_2} \left( \frac{e_2}{e_1} \right)^3 Q_{S1} \quad (\text{eq. 6.24})$$

<sup>cxvii</sup> No s'han trobat referències bibliogràfiques sobre aquesta mena d'estudis.

<sup>cxviii</sup> Aquesta hipòtesis s'utilitza per a simplificar la fenomenologia per realitzar les posteriors deduccions, tot i que ha quedat demostrat en el Capítol 4 que el flux arrossegat té força importància, fins al punt que el desplaçament volumètric depèn d'aquest.

<sup>cxviii</sup> FUCHS RENOLIN B10 VG32

<sup>cxix</sup> Extrems dels resultats utilitzats per a representar les Figures 4-10 i 4-14, a 22 °C i 60 °C respectivament. S'ha realitzat l'extrapolació corresponent per aproximar-ho a 20 °C i 50 °C respectivament.

$$\eta_{v2} = \frac{\omega D - Q_{S2}}{\omega D} = \frac{\omega D - \frac{\mu_1}{\mu_2} \left(\frac{e_2}{e_1}\right)^3 Q_{S1}}{\omega D} = 1 - \frac{\frac{\mu_1}{\mu_2} \left(\frac{e_2}{e_1}\right)^3 (1 - \eta_{v1}) \omega D}{\omega D} \quad (\text{eq. 6.25})$$

$$= 1 - \frac{\mu_1}{\mu_2} \left(\frac{e_2}{e_1}\right)^3 (1 - \eta_{v1})$$

si  $e_1$  i  $e_2$  es prenen els espessors mínims a la zona d'impulsió, l'evolució del rendiment volumètric és corresponen aproximadament amb els presentats en el Capítol 4, com s'ha demostrat en l'exemple anterior.

### 6.6.3 Efecte de la pressió

Realitzem ara el mateix exercici amb les pressions. A 50 °C, 1500 rpm i 50 bar l'espessor mínim és de 12  $\mu\text{m}$ , mentre que a 150 bar és de 6  $\mu\text{m}$ . Per tant, considerant que la viscositat depèn molt poc de la pressió,

$$\frac{Q_{S\ 150}}{Q_{S\ 50}} = \frac{e_{150}^3}{e_{50}^3} * \frac{150}{50} = \frac{6^3}{12^3} \frac{150}{50} = 0,375 \quad (\text{eq. 6.26})$$

Coneixent els rendiments volumètrics mesurats en el Capítol 4 del 94% a 50 bar i de 90% a 150 bar<sup>xxxx</sup>, la relació de fuites vindria quantificada per

$$\frac{Q_{S\ 150}}{Q_{S\ 50}} = \frac{1 - \eta_{v\ 150}}{1 - \eta_{v\ 50}} = \frac{1 - 0,90}{1 - 0,94} = 1,6 \quad (\text{eq. 6.27})$$

O sigui, la compensació de joc axial no explica que les fuites a 150 bar siguin 1.6 vegades superiors a les de 50 bar. L'explicació és que les fuites laminars són inferiors, o del mateix ordre de magnitud a alta temperatura, que les turbulentes, segons els resultats del Capítol 4 (veure per exemple Figura 4-40 i Figura 4-41). Per tant, aquesta avaluació en funció de l'equació de Poiseuille és massa simplificada, no considerant per exemple l'augment del coeficient de fuites turbulentes segons la Figura 4-24. També s'ha de considerar que una part de la disminució del rendiment volumètric a 150 bar respecte el de 50 bar es deu a la disminució del volum degut a la compressió (veure Figura 4-39).

### 6.6.4 Efecte de la velocitat

En un cas que es desenvoluparà amb molt més detall el proper capítol, tenint en compte una analogia entre la cara lateral del engranatge movent-se amb una velocitat relativa respecte la placa lateral inclinada, generant-se una falca hidrodinàmica com la de la Figura 6-34. Si no tenim en compte la resta de fenòmens hidrodinàmics (com l'apropament entre superfícies o l'escalfament local del oli), i considerant una velocitat relativa entre ambdues superfícies de  $u_b$ , degut a la rotació dels engranatges, la distribució de pressions ve determinada per

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 6u_b \mu \left( \frac{h - h_m}{h^3} \right) \quad (\text{eq. 6.28})$$

on  $h$  és l'espessor de la pel·lícula d'oli i  $h_m$  l'espessor en el punt on  $\frac{\partial p}{\partial x} = 0$ .

<sup>xxxx</sup> Extrems dels resultats utilitzats per a representar la Figura 4-16. S'ha realitzar l'extrapolació corresponent per aproximar-ho a 50 °C.

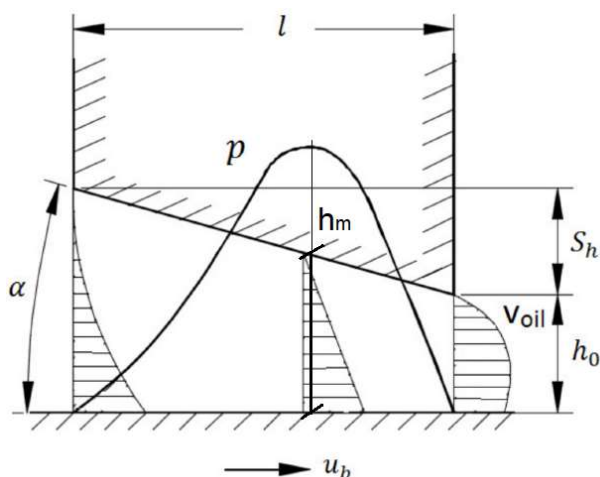


Figura 6-34: Generació de pressió en una falca física

L'estudi analític de la resolució de l'Equació 6.28 es durà a terme en el proper capítol, i la seva deducció es pot consultar en qualsevol tractat de Tribologia, com per exemple el magnífic llibre de Hamrock (101)<sup>cxxxii</sup>. Aquesta equació mostra que un augment de la velocitat comporta un augment de la capacitat portant de la pel·lícula d'oli, i per tant, un augment del espessor en les mateixes condicions de càrrega, tal i com s'ha verificat en els assaigs realitzats.

Koç (100) va verificar mitjançant l'anàlisi per elements finits que aquesta relació venia a ser també proporcional en el cas de les plaques laterals flotants de les BE. Els resultats dels seus assaigs ho corroboraven, però no totalment els realitzats amb la nostra bomba. Si bé també s'observa l'augment del espessor mínim amb la velocitat de gir, aquesta dependència només és proporcional quan la bomba comença a treballar a velocitat per sobre les 1000 rpm. Per exemple a 150 bar i 50 °C, l'espessor mínim és de 4 µm a 500 i 1000 rpm (mostrat en l'Annex A, Taules 10-8 i 10-10). En canvi, a 1500 rpm l'espessor mínim pren el valor de 6 µm, mentre que a 2000 rpm pren el valor de 9 µm, mostrats en les Taules 10-12 i 10-14 respectivament. Sense cap mena de dubte aquest fenomen de falta de proporcionalitat a baixes velocitats està relacionat amb el fet que les pèrdues volumètriques presenten una aleatorietat a baixes velocitats, analitzat en l'Apartat 4.6. És a altes velocitats quan el règim lubricant està totalment establert i el comportament hidrodinàmic respon al esperat.

Per tant, totes aquestes evidències sobre la fiabilitat de la mesura del espessor de la pel·lícula d'oli del espai entre placa i engranatge fan que les dades puguin ser utilitzades per a validar el model de placa que es desenvoluparà en el següent capítol, que ens ha de permetre simular el seu moviment en funció de les condicions operatives, i d'aquesta manera donar explicació als fenòmens que s'observin en el comportament de la bomba funcionant en cicles reals (Capítol 8).

<sup>cxxxii</sup> En les pàgines 172-187 es pot trobar la deducció de l'Equació 6.28

## 6.7 Conclusions principals

Entre les principals conclusions d'aquest capítol destaquen:

- S'ha enregistrat el comportament de la placa en un ample rang de condicions operatives, que han de permetre validar el model del moviment d'aquesta que es desenvoluparà en el proper capítol. Aquest moviment inclou el moviment longitudinal vers als engranatges i la seva inclinació relativa.
- S'ha demostrat que realment la flaca flota en l'espai entre la tapa de la bomba i els engranatges, sense que en cap moment s'arribi a valors de desplaçament limitats pel espai de que disposa en l'interior de la bomba. Els resultats han estat comparats amb investigacions d'altres autors, diferint més que no pas amb l'ordre de magnitud dels desplaçaments, en la direcció de la basculació. La bomba de referència assajada bascula vers als engranatges a la zona d'impulsió, un comportament més esperable que la basculació en sentit contrari.
- S'ha demostrat que l'espessor mig varia poc amb la pressió, augmentant amb la velocitat de gir i disminuint amb la temperatura. O sigui, el mecanisme de compensació de folgances respecte la pressió principalment es dona inclinant la placa, mentre que la variació del espessor mig amb la velocitat i la temperatura és correspon amb l'esperable tenint en compte la lubricació hidrodinàmica del espai, tal com s'estudiarà en el Capítol 7.
- S'ha constatat que el conjunt de plaques i engranatges també està flotant degut als esforços axials que provenen del acoblament amb el motor elèctric. El sistema de mesura utilitzat permet estudiar el moviment relatiu d'una placa respecte els engranatges, de manera que aquest fenomen no condiciona els càlculs realitzats.
- S'ha apreciat certa histèresis en el moviment de la placa, o sigui, pot existir distintes posicions d'equilibri amb les mateixes condicions operatives, ja sigui augmentat o disminuint la pressió de treball.
- S'ha constatat que les pulsacions de pressió, estudiades en el Capítol 5, no afecten en absolut el moviment de la placa, no havent-se apreciat cap signe de vibració d'aquesta.

## 7 Modelització del moviments de les plaques laterals

### 7.1 Introducció

El comportament d'una BE està totalment relacionat amb el moviment de les plaques laterals. Per tant, de la mateixa manera que en el Capítol 4 s'ha creat un model de bomba per a conèixer el cabal i el parell en funció de les condicions operatives de la unitat, també cal un model de placa per a conèixer la seva dinàmica i poder donar una explicació als fenòmens fluidodinàmics que es puguin apreciar<sup>cxxxii</sup>. La tècnica utilitzada per a introduir els models i realitzar les simulacions pertinents és un diagrama d'enllaços de Bond Graph (BG), el qual ha de permetre integrar en un macro-model tant el model de placa que es desenvoluparà en aquest capítol com el model de bomba. Es podrà d'aquesta manera en el Capítol 8 vincular el comportament fluidodinàmic de la bomba de referència amb el moviment de la placa lateral en cicles de treball reals, fet inèdit en la bibliografia existent. Els resultats d'aquesta recerca han estat publicats a Torrent et al. (2).

En la Figura 7-1 es pot observar la configuració interna d'una BE. Les cares laterals dels engranatges estan enfrontades a dues plaques laterals flotants, les quals són empeses mitjançant la pressió d'impulsió actuant sobre la zona posterior en vermell. D'aquesta manera es minimitza la folgança entre els engranatges i les plaques, reduint-se les fuites de la bomba. Els estudis de la lubricació en dominis tant complexos s'acostumen a realitzar amb potents eines CFD, amb equips informàtics considerables i temps de simulació molt llargs. Es poden citar com exemple els treballs de Corvaglia et al. (102), un model tridimensional per la mesura del cabal polsant, Thiagarajan et al. (97), avaluació l'efecte de la rugositat superficial dels components en la lubricació i Mithum et al. (103), sobre cavitació. Però en cap d'aquests es desenvolupa la interacció força complexa degut a les condicions de contorn variables, entre el fluid (simulació fluidodinàmica) i el sòlid rígid que l'envolta (simulació dinàmica). Un exemple extraordinari d'aquesta combinació de software és el codi desenvolupat per el Prof. A.Vacca i el seu equip, anomenat HYGESim<sup>cxxxiii</sup>.

Aquest no podia ser el camí a seguir si el que es desitjava era disposar d'una eina senzilla que mostrés com es mou la placa lateral en cicles de treball llargs i pràcticament en temps real. Calia d'alguna manera introduir dins les forces actuant sobre el sòlid rígid (placa lateral) les degudes a la interacció amb el fluid del espai entre placa i engranatges sense haver d'utilitzar eines CFD. És en aquest punt on rau l'originalitat

---

<sup>cxxxii</sup> Es realitza la hipòtesis de que les dues plaques de la bomba es comporten de manera simètrica, i per tant, només cal parlar d'un model de placa. Aquest supòsit és àmpliament acceptat en totes les investigacions al respecte. En tot cas, quan l'eix conductor presenti algun esforç radial, pot donar-se el cas que aquesta hipòtesis no sigui certa. En tot cas, la flotabilitat de les plaques ha de permetre que ambdues plaques abracin als engranatges de manera anàloga.

<sup>cxxxiii</sup> HYDRAULIC GEAR MACHINES SIMULATOR <https://engineering.purdue.edu/Maha/docs/ProjectsGearUnitsSept16.pdf>. Durant més d'una dècada s'ha anat complementant un software original per simular el comportament fluidodinàmic de BE, amb l'estudi a la generació de les pulsacions de cabal, la cavitació a la aspiració, la generació de soroll, la transmissió de calor o les deformacions mecàniques dels seus components. Un treball extraordinari com es constata en la bibliografia citada en aquesta Tesi.

de la solució proposada. Aplicant teoria de l'anàlisi dimensional en l'equació de Reynolds que regeix la lubricació en l'esmentat domini, s'estableix una analogia entre l'espai placa-engrenatges i els comportaments d'un coixinet hidrodinàmic de lliscament de cares inclinades i un coixinet d'empenta de cares paral·leles, obtenint-se expressions analítiques de les forces hidrodinàmiques actants. Si se li afegeix les forces hidrostàtiques degudes a la pressió de treball, la força exercida per la junta d'estanqueïtat entre la zona d'impulsió i aspiració i el fregament entre carcassa i placa, coneixent les propietats mecàniques de la placa (massa i moments d'inèrcia), ja es pot procedir crear el model dinàmic del moviment de la placa lateral.

Com tot model numèric, i més tenint en compte les hipòtesis realitzades en el seu desenvolupament, cal una exhaustiva validació experimental abans de ser aplicat en cicles reals de treball amb els ulls tancats. Per a dur-ho a terme s'ha procedit a simular els cicles de treball del Capítol 6, on s'ha monitoritzat el moviment de la placa comparant els resultats numèrics amb els experimentals. Per tant, el resultat final d'aquest capítol és una eina senzilla i validada experimentalment que permet conèixer la dinàmica de la placa en funció de les condicions operatives de manera ràpida i precisa, la qual ens ha d'ajudar a interpretar el comportament de la bomba de referència tant en els assaigs de laboratori com treballant en condicions reals.

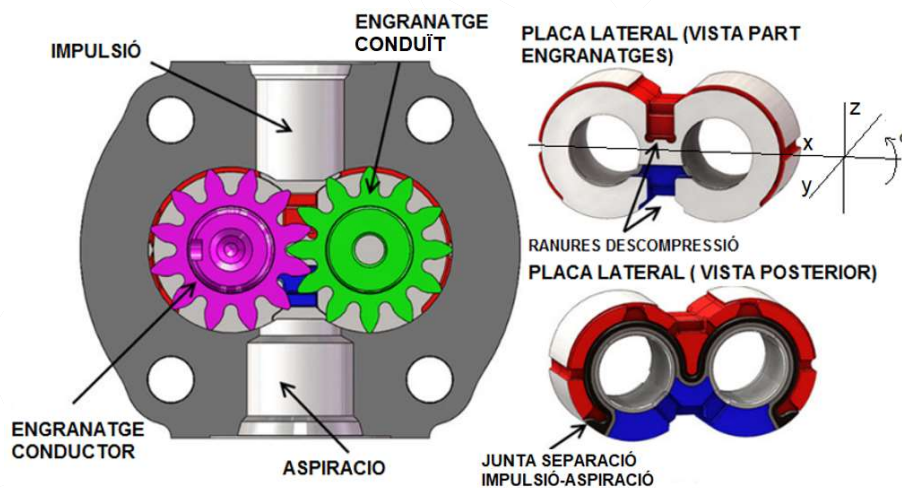


Figura 7-1: Plaques lateral en una bomba d'engrenatges externs.

Font: Rundo (87)

## 7.2 Model del sòlid rígid

Com es pot apreciar a la Figura 7-2, la placa lateral flotant està sotmesa a la força deguda pressió hidrostàtica sobre una àrea efectiva  $F_p^{cxxxiv}$ , a la força deguda a la compressió de la junta d'estanqueïtat  $F_j$ , així com a la força deguda a la fricció viscosa entre placa i carcassa  $F_f$ . Per arribar al equilibri apareixen les

<sup>cxxxiv</sup> La pressió d'impulsió actua tant a la zona posterior de la placa lateral com en la zona interdental al costat dels engranatges. Aquesta àrea efectiva, que no és fàcil de determinar, s'avaluarà posteriorment.



forces hidrodinàmiques degudes al moviment de rotació de la cara del engranatge enfront de la cara inclinada de la placa  $w_{zhydr}$  i la deguda a l'aproximació entre ambdues superfícies  $w_{zthrust}$ . Addicionalment apareixen les forces dels eixos suportades pels coixinets hidrodinàmics inserits la placa (*journal bearings*), les quals no són les mateixes en l'eix conductor  $F_e$  i el conduït  $F_e'$ . La generació de aquestes darreres forces ha estat àmpliament tractada per Gutès (4).

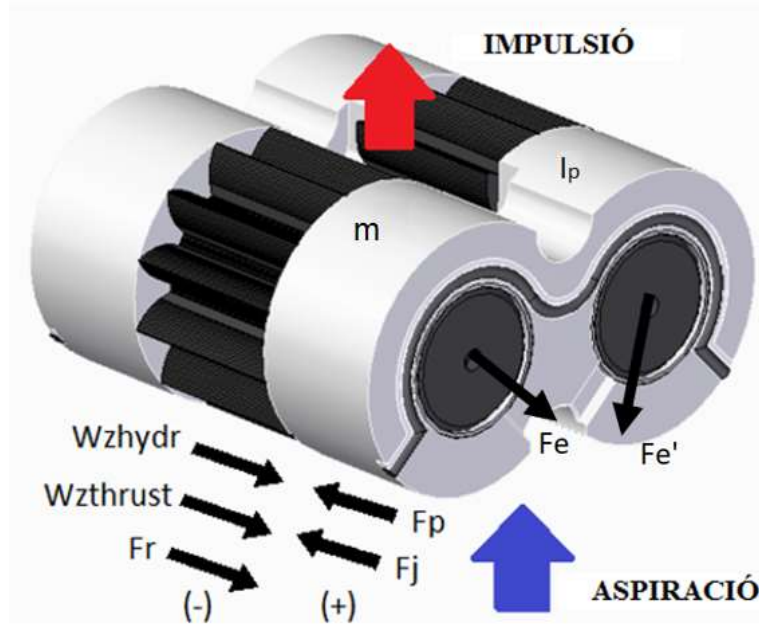


Figura 7-2: Equilibri de forces en les plaques laterals

Observant la Figura 7-3 s'aprecia que el moviment de la placa lateral és totalment tridimensional. La pressió d'impulsió empeny la placa cap l'engranatge a una velocitat  $u_z$  i cap a la zona d'aspiració a una velocitat  $u_x$ . Al no estar aquesta força centrada respecte al centroide de la placa, aquesta bascula respecte l'eix  $y$ , de manera que la folgança entre la placa i l'engranatge en la zona d'impulsió és a priori inferior que a la zona d'aspiració<sup>xxxxv</sup>. Així mateix, al ser les forces dels eixos sobre la placa asimètriques, la placa tendeix a desplaçar-se en direcció l'eix  $y$  a una velocitat  $u_y$  de la mateixa manera que bascula respecte l'eix  $z$  a una velocitat angular  $\omega_z$ . Finalment, la distribució de pressions en la zona entre la placa i els engranats no és simètrica respecte l'eix  $x$ , de manera que també tendirà la placa a bascular amb una velocitat angular  $\omega_x$ . Per tant, la modelització del moviment de la placa és extraordinàriament complexa.

Degut a que les fuites de la bomba estan relacionades amb la folgança entre engranatge i placa lateral, i a que aquesta està definida pel desplaçament longitudinal de la placa i la seva inclinació, com es mostra a la Figura 7-5, es prescindeix en aquest estudi de considerar cap altre moviment que no sigui la basculació de la placa respecte l'eix  $y$  (la qual determinarà la inclinació de la placa  $\alpha$ ) i el moviment longitudinal respecte l'eix  $z$  (que determinarà l'espessor mig  $h_{0m}$ ). De fet, aquesta simplificació del moviment de la placa és correspon amb la pràctica totalitat dels estudis que es poden trobar a la bibliografia sobre aquest

<sup>xxxxv</sup> Aquesta afirmació és certa en la bomba assajada, i indica que el sistema de compensació funciona correctament tal i com es demostrarà en aquest capítol. Altres investigacions mostren plaques on la folgança és superior a la zona d'impulsió.



moviment. Per tant, la cinemàtica a estudiar s'il·lustra en la Figura 7-4, la suma d'un moviment lineal i un moviment de rotació, que corresponen amb els que s'han monitoritzat experimentalment en el Capítol 6.

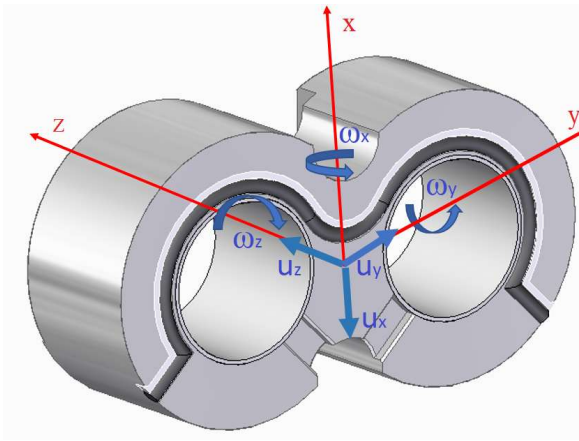


Figura 7-3: Cinemàtica completa de placa lateral

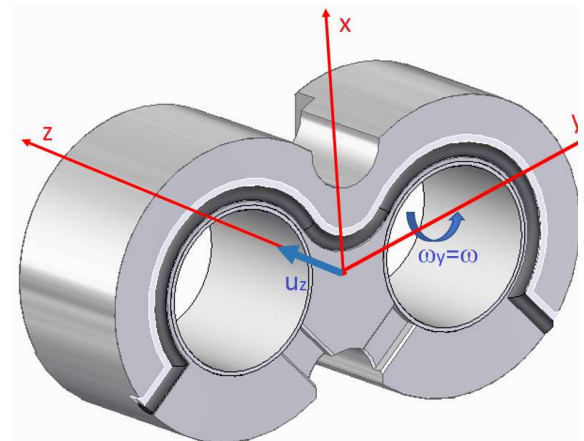


Figura 7-4: Cinemàtica estudiada de la placa lateral

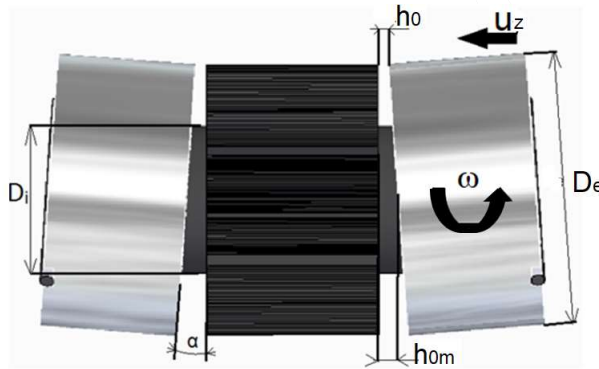


Figura 7-5: Dimensions característiques del domini placa-engranatge

### 7.2.1 Moviment lineal

Aquest moviment vindrà determinat pel equilibri de les forces actuant sobre la placa lateral

$$\sum F = m \frac{du_z}{dt} \quad (\text{eq. 7.1})$$

Aquestes, representades a la Figura 7-2, són les següents:

- $F_p$ : Força hidroestàtica deguda a la pressió d'impulsió sobre una àrea efectiva  $A_e$
- $F_j$ : Força deguda a la compressió de la junta durant el muntatge
- $F_r$ : Força deguda a la fricció entre placa i carcassa
- $w_{zhydr}$ : Força hidrodinàmica de sustentació deguda al moviment relatiu de rotació de la cara plana del engranatge respecte la cara inclinada de la placa lateral (coixinet de lliscament)
- $w_{thrust}$ : Força hidrodinàmica de sustentació deguda al moviment relatiu d'aproximació de la cara plana del engranatge respecte la cara plana de la placa lateral (coixinet d'empenta)

### 7.2.2 Moviment d'inclinació

Aquest moviment vindrà determinat pel equilibri de les moments actuants sobre la placa lateral

$$\sum M = I_p \frac{d\omega}{dt} \quad (\text{eq. 7.2})$$

Aquests són:

- $M_p$ : Moment hidroestàtic degut a la força hidroestàtica
- $M_j$ : Moment degut a la força de compressió de la junta
- $M_r$ : Moment degut a la fricció entre placa i carcassa descentrada respecte l'eix y
- $M_{zhydr}$ : Moment degut a la força hidrodinàmica com coixinet de lliscament
- $M_{zthrust}$ : Moment degut a la força hidrodinàmica com coixinet d'empenta. Al considerar la cara de placa lateral pel costat del engranatge simètrica respecte l'eix y, aquest moment és nul<sup>xxxxvi</sup>.

### 7.2.3 Representació del sòlid rígid mitjançant un diagrama de BD

Tots els models virtuals realitzats en aquesta Tesi, tant el de la bomba del següent capítol com el la placa lateral en aquest, s'han efectuat amb diagrames de BG. Es tracta d'una representació gràfica de la transferència i emmagatzematge d'energia aplicable a qualsevol sistema físic. Respecte als sistemes oleohidràulics, els quals són tractats bàsicament con un model de paràmetres concentrats, un bon resum es pot aconseguir a De Las Heras i Codina (80). Una obra generalista més extensa pot trobar-se a en tot un clàssic com Thoma (104). En tot cas, per instruir-se en aquesta tècnica de simulació, hi ha un breu resum en l'Annex D.

En la Figura 7-6 es pot observar el diagrama de BG bàsic de la dinàmica de la placa. En ell hi ha representades les equacions 7.1 i 7.2, que defineixen l'equilibri del moviment lineal i de basculació de la placa respectivament. Respecte al equilibri de forces del moviment lineal, tots els enllaços del nus 1 superior comparteixen la variable de flux, en aquest cas la velocitat lineal de la placa, mentre que la suma de tots els esforços, en aquest cas les forces actuants, és igual al producte de la massa per l'acceleració. La força hidroestàtica ve determinada pel producte de la pressió d'impulsió, introduïda mitjançant un element esforç modulad MSe, per l'àrea efectiva  $A_e$  en el transformador *EfecArea*.

Respecte al equilibri de moments del moviment de basculació, tots els enllaços del nus 1 inferior comparteixen la variable de flux, en aquest cas la velocitat angular de la placa, mentre que la suma de tots els esforços, en aquest cas els moments actuants, és igual al producte de la inèrcia respecte l'eix y per

---

<sup>xxxxvi</sup> De fet hi ha unes petites ranures que comuniquen els coixinets hidrodinàmics del eixos amb l'aspiració (veure Figura 2-5) que fa que no sigui així. Però la superfície d'aquestes ranures és negligible respecte la totalitat de cara lateral de la placa, de manera que no s'ha considerat moment generat per la força hidrodinàmica d'empenta.

l'acceleració angular. Cal tenir en compte que tots els moments venen determinats multiplicant les forces per la distància del seu centre de pressions al eix y que passa pel centre de la placa, operacions realitzades en els elements transformadors *TF HydrostTorq*, *TF SealTorq* i *MTF HydrodinTorque*. El moment resistiu degut a la fricció viscosa entre la placa i la carcassa s'ha representat amb la seva pròpia resistència *Rtorque*. Per tant, a continuació es procedeix a determinar aquestes forces i els seus centres de pressions. Per finalitzar s'observa un element *capacitat C* que introdueix en el sistema la limitació de la basculació deguda al ajust dels coixinets hidrodinàmics dels eixos.

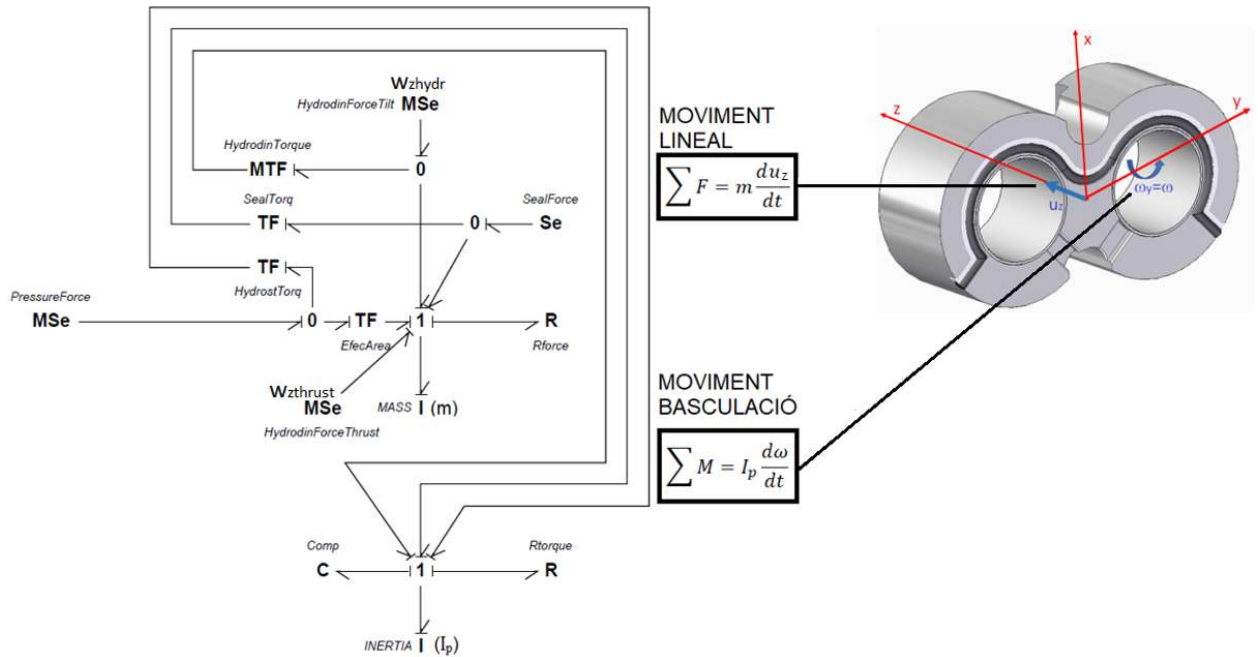


Figura 7-6: Diagrama de BG bàsic de la dinàmica de la placa lateral

### 7.3 Forces i moments actuants en el sòlid rígid

La dificultat màxima de la modelització que es pretén realitzar radica en la identificació tant de la magnitud de les forces actuants com de la distància des del punt on s'apliquen al centroide de la placa. Tot i que amb el dibuix 3D de la placa es coneixen les seves propietats mecàniques i el centre de pressions de les superfícies on s'apliquen les forces hidrostàtiques, s'han hagut de realitzar certes hipòtesis que únicament la validació experimental ens indicarà la seva certesa. Com a criteri de signes s'ha pres el moviment de la placa envers els engranatges i la basculació disminuint folgança a la zona d'impulsió com positius.

#### 7.3.1 Força i moment deguts a la pressió hidrostàtica

Realitzant la hipòtesis del tot encertada en el cas que ens ocupa que la pressió a l'aspiració és nul·la, s'analitzarà tot seguit les àrees on incideix directament la pressió d'impulsió de la bomba. La suma de totes elles ens donarà la denominada àrea efectiva  $A_e$ . Les zones que contribueixin a acostar la placa als

engranatges sumaran en el càlcul, mentre que les zones que contribueixin a allunyar-la restaran. Sent  $p$  la pressió a la impulsió,

$$F_p = pA_e \quad (\text{eq. 7.3})$$

Les àrees a tenir en compte, mostrades a la Figura 7-7, són les següents:

- Àrea posterior per sobre de la junta d'estanqueïtat que separa la zona d'impulsió de la d'aspiració, il·lustrada com  $S_1$ .
- Àrea interior en la zona entre dents sotmesa a pressió d'impulsió, il·lustrada com  $S_2$ <sup>xxxxvii</sup>.
- Àrea interior en la zona entre dents sotmesa al gradient de pressió, il·lustrada com  $S_3$ . Al inici d'aquesta zona la pressió és 0, mentre que al final la pressió és la d'impulsió. Per tant, s'ha pres com a pressió mitja la meitat de la pressió de treball.
- Àrea entre engranatges i placa sotmesa al gradient de pressió, il·lustrada com  $S_4$ . Hi ha una gran dificultat per a avaluar la pressió mitja en aquesta zona<sup>xxxxviii</sup>. En tot cas modelitzacions portades a terme per Houzeaux i Codina (75) suggereixen que aproximadament la pressió mitja pot ser del ordre de una quarta part de la pressió de treball.

Per tant, la força hidroestàtica resultant sobre la placa ve determinada per<sup>xxxxix</sup>

$$F_p = \left( pS_1 - pS_2 - \frac{p}{2}S_3 - \frac{p}{4}S_4 \right) \times 10^{-6} = 57.95 \times 10^{-6} p \quad (\text{eq. 7.4})$$

$$A_e = 57.95 \times 10^{-6} \text{ (m}^2\text{)} \quad (\text{eq. 7.5})$$

Cal realitzar les següents puntualització sobre aquesta àrea efectiva:

- Està totalment condicionada pel disseny de la placa lateral, i per tant, la força amb la qual s'empeny la placa contra l'engranatge també depèn d'aquesta. Un disseny que la maximitzi farà una bomba altament eficient al minimitzar la folgança entre placa lateral i engranatge, però alhora, pot portar a valors tant petits dels espessors que facin la bomba molt susceptible al trencament de la pel·lícula d'oli degut a les oscil·lacions de la pressió, a altes temperatures o a la presència de brutícia en l'oli.
- El càlcul d'aquesta àrea efectiva és aproximat, ja que les àrees considerades a la zona dels engranatges ( $S_2, S_3$  i  $S_4$  de la Figura 7-7) varien a mesura que va canviant el punt d'engranat. Havent-se realitzat un càlcul gràfic d'aquestes àrees en diferents posicions dels engranatges (Veure Figura 3-8) s'ha constatat que la variació és menor al 5 %. Aquesta variació de l'àrea interior també comporta que el seu centre de pressions quedi descentrat respecte l'eix, produint una basculació respecte l'eix  $x$  que no s'ha tingut en compte tal com s'ha argumentat anteriorment. S'ha pres una

<sup>xxxxvii</sup> Recordar del Capítol 2 que un fresat perimetral comunica tota aquesta zona amb la impulsió, de manera que el gradient de pressió succeeix en la zona  $S_3$ . Aquestes àrees no són constants, depenen dels espais entre dents on arriba el fresat perimetral, els quals depenen del punt d'engranat.

<sup>xxxxviii</sup> Ens referim a la deguda a la pressió d'impulsió. Al llarg de tota aquesta superfície la pressió va decreixent des de les zones on hi ha pressió d'impulsió fins a les zones sense pressió. Un altre concepte és la pressió hidrodinàmica que s'ha de sumar, la qual es tractarà més endavant.

<sup>xxxxix</sup>  $S_1, S_2, S_3$  i  $S_4$  en  $\text{mm}^2$ , per tant es multiplica per  $10^{-6}$  per passar-ho a  $\text{m}^2$ . La pressió en Pa i la força en N.

situació de compromís on hi hagi una distribució aproximadament simètrica de pressions al llarg del perímetre, i per tant, que aquesta tendència a bascular sigui mínima.

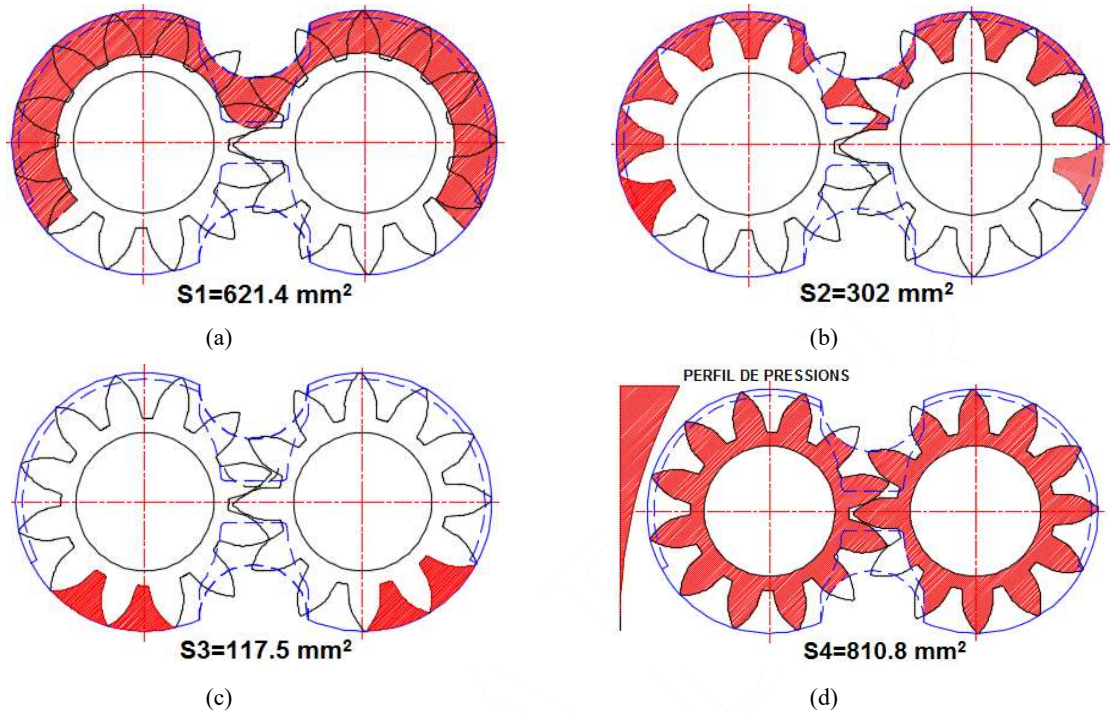


Figura 7-7: Superfícies sotmeses a la pressió hidrostàtica en la placa lateral.

a)  $S_1$ , cara posterior b)  $S_2$ , zona entre dents c)  $S_3$ , àrea entre dents amb gradient de pressió d)  $S_4$ , àrea entre engranatges i placa

Respecte al càlcul dels moments hidroestàtics actuant es procedeix de la mateixa manera, tenint en compte el centre de pressions de cadascuna de les àrees considerades. Aquestes distàncies han estat calculades gràficament amb l'editor de dibuix, tal i com es mostra a la Figura 7-8. Respecte a l'àrea entre engranatges i placa  $S_4$  s'ha considerat un gradient lineal des de la zona de impulsió a la zona d'aspiració.

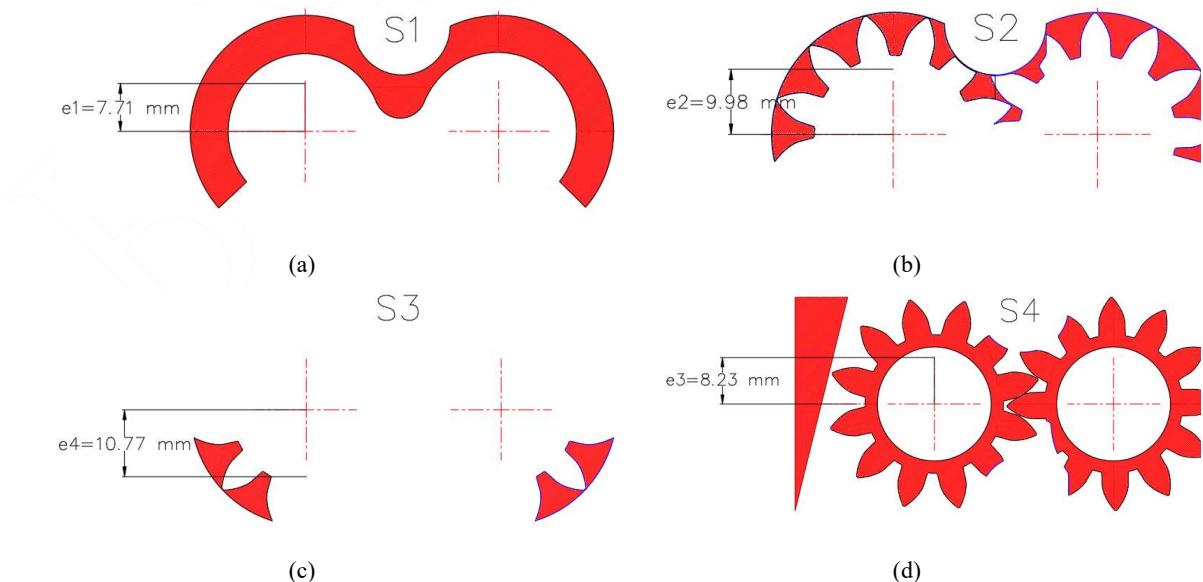


Figura 7-8: Centre de pressions de cadascuna de les àrees considerades

Per tant, el moment hidroestàtic resultant sobre la placa ve determinat per

$$M_p = \left( pS_1e_1 - pS_2e_2 + \frac{p}{2}S_3e_3 - \frac{p}{4}S_4e^4 \right) \times 10^{-9} = 741.55 \times 10^{-9} p \quad (\text{eq. 7.6})$$

### 7.3.2 Força i moment deguts a la junta d'estanqueïtat

Aquesta força correspon a la compressió a la és sotmesa la junta durant el procés de muntatge. S'ha considerat constant, ja que el moviment de la placa (del ordre de 30 μm com a màxim) és negligible davant la deformació a la que és sotmesa la junta al acoblar la bomba (del ordre de 0.5 mm). Pel seu càlcul s'utilitza el valor proporcionat pel catàleg d'una junta de 2.62 mm de diàmetre del torus<sup>cxl</sup>, mostrat a la Figura 7-10, i una longitud de 108,4 mm, obtinguda del planell de la placa lateral tal i com es pot observar a la Figura 7-11. Considerant una força necessària per la compressió per unitat de longitud del elastòmer<sup>cxli</sup> de 18 N/cm, la força resultant és de 195.1 N.

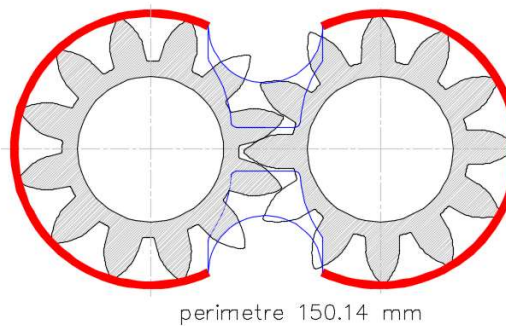


Figura 7-9: Perímetre placa lateral fregant amb la carcassa

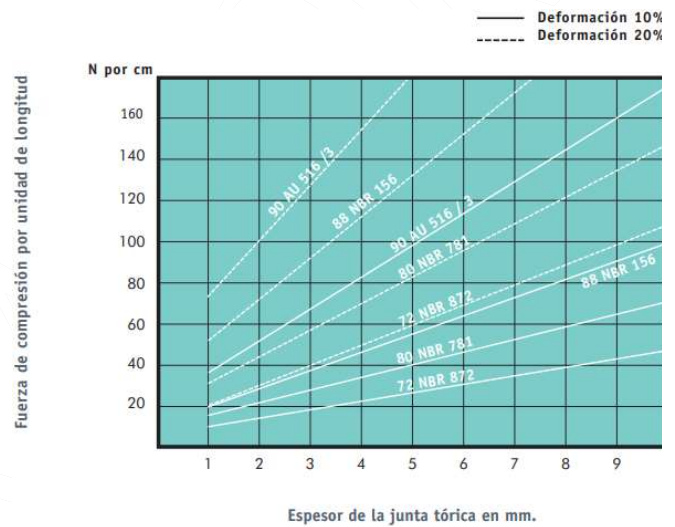


Figura 7-10: Força de compressió de la junta d'estanqueïtat per unitat de longitud<sup>cxlii</sup>.

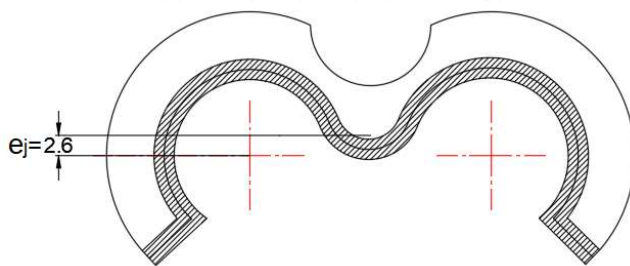


Figura 7-11: Longitud de la junta que separa la zona d'impulsió i aspiració

Open	
Constant width	0.0000
area	1107.3615
length	108.4631
at point	X=-530.0809 Y=-121.1781 Z= 0.0000
at point	X=-524.5440 Y=-116.0691 Z= 0.0000

Respecte al centre de pressions d'aquest perfil, està situat a 2.6 mm per sobre del centre de la placa, també calculat mitjançant l'editor CAD. Per tant la força de la junta és

<sup>cxl</sup> Tot i que no es tracta d'una junta tòrica, sinó fabricada especialment a partir d'un motllo, de secció rectangular, s'ha pres com a referència la tòrica equivalent al allotjament on va muntada al disposar de dades de la força de compressió.

<sup>cxli</sup> Nitrile Butadiene Rubber, 72 NBR 872 de 72 Shore A de duresa, comprimita un 10%

<sup>cxlii</sup> <https://epidor-srt.com/wp-content/uploads/2017/04/CAT.-JUNTAS-TORICAS.pdf>



$$F_j = 195.1 \text{ (N)} \quad (\text{eq. 7.7})$$

mentre que el moment<sup>cxliii</sup>

$$M_j = F_j e_j = 0.0026 F_j \quad (\text{eq. 7.8})$$

### 7.3.3 Força i moment deguts a la fricció entre placa i carcassa

La placa lateral flota ajustada a la carcassa, estant per tant el moviment d'aquesta esmorteït per la fricció viscosa corresponent. La tolerància mitja entre la perifèria de la placa i la carcassa és de  $e=0.015 \text{ mm}$ <sup>cxliv</sup>. El perímetre considerat és de  $150.14 \text{ mm}$ , tal i com s'indica en la Figura 7-9, mentre que l'amplada de la placa és de  $20 \text{ mm}$ . Per tant, la superfície  $S$  a tenir en compte és de  $3002.8 \text{ mm}^2$ . Considerant una viscositat mitja  $\mu=0.05 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ <sup>cxlv</sup>, podem deduir el valor de la resistència lineal  $R_{\text{force}}$ <sup>cxlvi</sup>.

$$F_r = S\mu \frac{v}{e} = R_{\text{force}} v = 10v \quad (\text{eq. 7.9})$$

$$R_{\text{force}} = \frac{S\mu}{e} = \frac{3003.8 \times 10^{-6} \times 0.05}{0.015 \times 10^{-3}} = 10 \left( \frac{\text{Ns}}{\text{m}} \right) \quad (\text{eq. 7.10})$$

Per que fa al moment que esmorteïx la basculació, s'ha considerat l'efecte de dues forces puntuals corresponents a la meitat de  $F_r$  aplicades en el radi exterior de la placa. La representació es pot apreciar a la Figura 7-12. Per tant, estant la placa aturada, la meitat superior s'acosta als engranatges, i la meitat inferior s'allunya, produint-se moment resistiu per part de les dues forces, caracteritzar per la resistència a la rotació  $R_{\text{torque}}$ . Considerant que la velocitat a la perifèria, estant la placa només basculant, és de

$$v = \omega \frac{D_e}{2} \quad (\text{eq. 7.11})$$

i considerant el radi de la placa  $D_e=0.0374 \text{ m}$ ,

$$M_r = 2 \frac{F_r D_e}{2} = S\mu \frac{\omega}{e} \left( \frac{D_e}{2} \right)^2 = R_{\text{torque}} \omega \quad (\text{eq. 7.12})$$

$$R_{\text{torque}} = S\mu \frac{D_e^2}{4e} = 0.0034 \quad (\text{eq. 7.13})$$

La influència d'aquesta força i aquest moment en el moviment de la placa és pràcticament nul·la com és comprovarà en els resultats posteriors, ja que realment la placa es veu realment esmorteïda per les forces hidrodinàmiques. Únicament esmentar la necessitat de tenir-les en compte a fi i efecte d'estabilitzar el càlcul numèric i la conveniència des de un punt de vista conceptual.

<sup>cxliii</sup> Aquesta manera d'expressar els moments en funció de les forces o pressions, mitjançant un factor de conversió, es realitza per a facilitar el càlcul del mòdul del element transformador TR del diagrama de BG que els relaciona. Veure Annex 4.

<sup>cxliv</sup> Aquesta tolerància uniforme en tot el perímetre és discutible en el moment que la placa sigui sotmesa cap a la aspiració, de manera que la tolerància a la zona d'impulsió seria superior. Aquest efecte, no tingut en compte en aquesta Tesi, és àmpliament tractat per Thiagarajan et al. (97)

<sup>cxlv</sup> No s'ha considerat una resistència modulada en funció de la temperatura del assaig, ja que el valor de la força de fricció és quasi negligible. En tot cas, com en qualsevol simulació numèrica, l'existència d'una resistència per petita que sigui estabilitza considerablement el procés.

<sup>cxlvi</sup> Es defineix resistència con la relació entre l'esforç i el flux. És un paràmetre a introduir en el diagrama de BG que s'utilitzarà per modelitzar el sistema, d'aquí el seu càlcul en aquesta secció. Els esforços són la força i el parell, mentre que els fluxos són la velocitat lineal i angular respectivament.

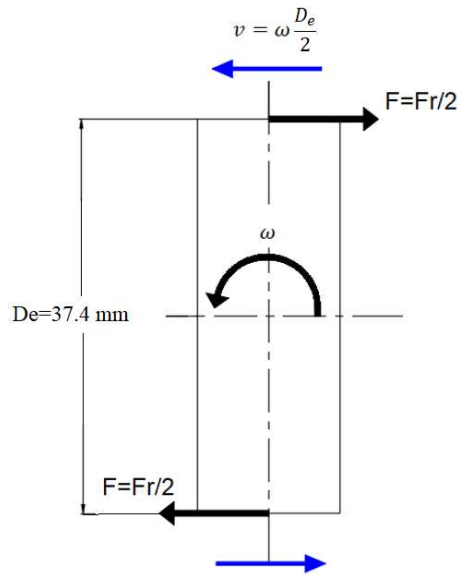


Figura 7-12: Moments de fricció considerats en la inclinació de la placa

### 7.3.4 Forces i moments hidrodinàmics

Totes les forces esmentades fins ara provoquen que la placa es desplaci vers als engranatges, i que aquesta tendeixi a bascular disminuint la folgança en la zona d'impulsió. Òbviament no es produeix contacte metall amb metall, i això és degut a l'aparició de forces de sustentació com a conseqüència de la pressurització del espai entre placa i engranatges pels fenòmens de lubricació. Així doncs, la clau del equilibri de la placa està en la comprensió dels diferents mecanismes que apareixen en la pel·lícula d'oli, regits per l'equació de Reynolds (5).

#### 7.3.4.1 Equació de Reynolds

Les equacions de Reynolds es dedueixen a partir d'aplicar els principis de conservació de massa i quantitat de moviment a un volum de control, tal i com es mostra a la Figura 7-13<sup>exlvii</sup>. Considerant el volum assenyalat, on l'espessor de la pel·lícula \$h\$ és funció de \$x\$<sup>exlviii</sup>, es defineix el cabal volumètric per unitat d'amplada en direcció \$x\$ com \$q\_x\$. Per tant, la diferència entre el cabal màssic entrant i sortint en direcció \$x\$ en el volum de control considerat serà igual a la massa acumulada. La diferència de cabal màssic ve donada per

$$\rho q_x \Delta y - \left( \rho q_x + \frac{\partial(\rho q_x)}{\partial x} \Delta x \right) \Delta y = - \frac{\partial(\rho q_x)}{\partial x} \Delta x \Delta y \quad (\text{eq. 7.14})$$

mentre que la massa acumulada en el volum de control es determinada com

$$\rho \frac{\partial V}{\partial t} = \Delta x \Delta y \frac{\partial}{\partial t} (\rho h) \quad (\text{eq. 7.15})$$

Per tant, igualant l'Equació 7.14 amb la 7.15

<sup>exlvii</sup> Hamrock (101), pàg.152-155. S'ha simplificat referenciant-lo a un moviment i a una curvatura en el pla \$x\$-\$y\$. Deducció realitzada per unitat d'amplada sense tenir en compte els efectes en els límits de les plaques.

<sup>exlviii</sup> Res a veure aquest sistema de coordenades amb els eixos de la placa lateral



$$-\frac{\partial(\rho q_x)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial t}(\rho h) \tag{eq. 7.16}$$

Tenint en compte la Figura 7-14, el flux a través d'una escletxa per unitat d'amplada ve determinat per la suma del flux de Couette i Poiseuille

$$q_x = -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{h(u_a + u_b)}{2} \tag{eq. 7.17}$$

mentre que

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) = h \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial h}{\partial t} = h \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho(w_a - w_b - u_a \frac{\partial h}{\partial x}) \tag{eq. 7.18}$$

Sent  $u_a$  i  $u_b$  les velocitats horitzontals de les superfícies plana i curvada, i  $w_a$  i  $w_b$  les velocitats verticals respectivament. Per tant, introduint les equacions 7.17 i 7.18 a l'expressió 7.16, es pot escriure

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h(u_a + u_b)}{2} \right) + \rho \left( w_a - w_b - u_a \frac{\partial h}{\partial x} \right) + h \frac{\partial \rho}{\partial t} \tag{eq. 7.19}$$

sent

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h(u_a + u_b)}{2} \right) = \frac{\rho h(u_a + u_b)}{2} \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho h}{2} \frac{\partial}{\partial x} (u_a + u_b) + \frac{\rho(u_a + u_b)}{2} \frac{\partial h}{\partial x} \tag{eq. 7.20}$$

Finalment, l'equació de Reynolds en el domini bidimensional considerat quedaria com

$$-\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\rho h(u_a + u_b)}{2} \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho h}{2} \frac{\partial}{\partial x} (u_a + u_b) + \frac{\rho(u_a + u_b)}{2} \frac{\partial h}{\partial x} + \rho \left( w_a - w_b - u_a \frac{\partial h}{\partial x} \right) + h \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \tag{eq. 7.21}$$

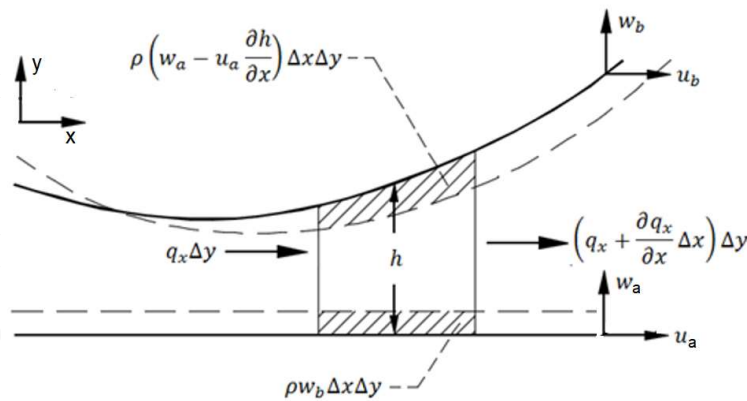


Figura 7-13: Continuïtat en una superfície convergent-divergent

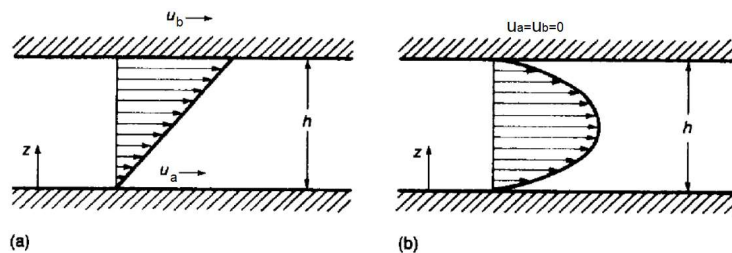


Figura 7-14: Flux de Couette (a) i Poiseuille (b) a través d'una escletxa

7.3.4.2 Significat físic dels termes de l'equació de Reynolds

En la Figura 7-15 es pot observar el desglossament de l'equació deduïda anteriorment, la qual ha de ser llegida tenint en compte que s'ha deduït aplicant els principis de conservació de massa i quantitat de moviment a un volum de control. El primer terme anomenat de Poiseuille (1) correspon al cabal net sortint degut al gradient de pressió que es crea en el interior de la pel·lícula lubricant<sup>exlix</sup>. Aquesta pressió es genera per a equilibrar l'entrada i sortida de flux per qualsevol dels mecanismes de la dreta de l'equació. El segon terme, anomenat de Couette (2), correspon al cabal entrant per arrossegament degut al moviment relatiu longitudinal de les superfícies, mentre que el volum empentat al haver-hi un moviment relatiu ortogonal es veu reflectit en (3,4). Finalment el quart terme correspon a l'expansió local del fluid (5) per canvis en la seva densitat. Aquesta expressió bidimensional no té en compte les pèrdues ortogonals, les quals en el domini placa-engrenatge es correspondrien amb les fuites en direcció radial. El terme de Couette es pot dividir en tres termes fonamentals en lubricació. A continuació es procedeix a resumir el significat físic d'aquests termes, els quals degut a que produeixen un augment de pressió dins la pel·lícula, i per tant, força sustentadora, reben el nom de falques<sup>cl</sup>.

1-POISEUILLE	6-FALCA PER DENSITAT	7-FALCA PER ESTIRAMENT	8-FALCA FÍSICA	3-FALCA PER EMPENTA	4-FALCA PER TRASLACIÓ	5-FALCA PER EXPANSIÓ
$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h^3 \partial p}{12\mu \partial x} \right)$	$\frac{\rho h (u_a + u_b)}{2} \frac{\partial \rho}{\partial x}$	$\frac{\rho h}{2} \frac{\partial}{\partial x} (u_a + u_b)$	$\frac{\rho (u_a + u_b)}{2} \frac{\partial h}{\partial x}$	$\rho (w_a - w_b)$	$u_a \frac{\partial h}{\partial x}$	$h \frac{\partial \rho}{\partial t}$
$= \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h (u_a + u_b)}{2} \right) + \frac{\rho (u_a + u_b)}{2} \frac{\partial h}{\partial x} + \rho (w_a - w_b) - u_a \frac{\partial h}{\partial x} + h \frac{\partial \rho}{\partial t}$						
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin: 0 auto;"> <math display="block">\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h (u_a + u_b)}{2} \right)</math> </div>						
2-COULETTE						

Figura 7-15: Termes de l'equació de Reynolds

- La *falca de densitat* (6) es crea per exemple quan aquesta decreix en la direcció del lliscament i el flux màssic per Couette disminueix<sup>cli</sup>, havent-se de generar un flux per Poiseuille per continuïtat. Això produeix un gradient de pressió tal i com s'il·lustra en la Figura 7-16, on s'observa com es genera encara que les superfícies siguin planes. Aquest canvi de densitat pot ser degut a un augment de la temperatura a mesura que el lubricant llisca, d'aquí també rep nom de *falca tèrmica*. Degut a la poca variació de la densitat en olis industrials en les condicions operatives usals (pressió i temperatura), en la majoria de pel·lícules lubricants aquest terme té un efecte limitat.
- La *falca per estirament* (7) és un fenomen que apareix quan les superfícies del volum de control canvien en la direcció del lliscament, o sigui, no es tracta d'un sòlid rígid sinó d'un sòlid elàstic.

<sup>exlix</sup> Es considera que la pel·lícula d'oli ha de tenir capacitat sustentadora, i per tant, la pressió en el seu interior serà superior que en l'exterior. Per aquesta raó es parla de cabal sortint. L'equació òbviament és vàlida per qualsevol casuística, de manera que res impedeix que es pugui crear una depressió en l'interior de la pel·lícula i entrar oli del exterior per aquest concepte. Per exemple, en el domini engranatge-placa això succeirà en el terme d'empenta quan les superfícies s'estiguin separant.

<sup>cl</sup> wedge (anglès), cuña (espanyol)

<sup>cli</sup> Aquest depèn de la velocitat relatives de les superfícies, i per tant es genera un flux volumètric. Si la densitat decreix, el cabal màssic també ho fa.

Òbviament aquest efecte no concerneix en aquesta Tesi. Per a generar-se pressions positives, les velocitats de la superfície haurien de decreixer tal i com s'il·lustra a la Figura 7-17, on la superfície inferior es va alentint a mesura que s'arriba al final de la pel·lícula, i per tant, disminueix el flux de Couette, obligant a generar-se el gradient de pressió per mantenir la continuïtat.

- La *falca física o geomètrica* (8) és el fenomen més important i conegut de generació de pressió en lubricació hidrodinàmica. Tenint en compte la Figura 7-18, en les tres seccions considerades el cabal arrossegat degut a Couette és proporcional a l'àrea del triangle de alçada  $h$  i base constant  $u_b$ , o sigui, la velocitat de la superfície inferior. Si l'alçada disminueix al llarg del lliscament, hi ha un flux de Couette menor a cada secció, de manera que per complir amb la continuïtat, s'ha de sobreposar un flux de Poiseuille amb el conseqüent augment de pressió. Per generar forces sustentadores, o sigui, pressions positives, cal que la secció disminueixi en la direcció del lliscament. De una manera força il·lustrativa, al cabal arrossegat entrant no es permet que surti, de manera que queda comprimit augmentant la pressió. Si es considera el trajecte des de la aspiració fins la impulsió de les dents enfrontades amb una placa lateral inclinada, i estant aquesta inclinada vers la impulsió, es crea la pel·lícula sustentadora d'aquesta naturalesa. El trajecte de la impulsió a la aspiració està majorment ocupat per les ranures laterals, fet pel qual sembla indicat considerar que aquesta zona no actua en l'equilibri de la placa. Molt important és el fet de considerar la inclinació vers la impulsió, ja que si fos al revés, com determinen Borghi i Zardin (62), la pel·lícula hidrodinàmica no seria sustentadora des d'un punt de vista de falca física.
- La *falca per empenta normal* (3) es produeix quan dues superfícies s'acosten comprimint el volum que hi ha entre elles, tal com s'aprecia a la Figura 7-19. Es generen pressions positives quan es disminueix l'espessor, generant un efecte coixí. En repòs aquesta força desapareix, de manera que té una importància fonamental fins que s'aconsegueix l'equilibri. Junt amb la falca física, és el mecanisme de lubricació hidrodinàmica més important, i es demostrarà tenir una importància vital en el temps de resposta del mecanisme de compensació axial d'una BE amb plaques flotants.
- La *falca d'empenta per translació* (4) té la mateixa naturalesa que l'anterior. Es produeix quan degut a la translació d'una superfície inclinada el volum de control és espremut, tal com es mostra a la Figura 7-20. La pressió en diferents seccions és funció del temps degut al desplaçament de la superfície inclinada, generant-se pressions positives si el moviment té la direcció cap a la qual l'alçada  $h$  augmenta. Al no tenir moviment la placa en sentit vertical (eix  $x$  en Figura 7-4), aquest terme no apareix en el nostre estudi.
- Finalment la *falca per expansió* (5) es produeix si hi ha una disminució de la densitat en el domini considerat, per exemple degut a un augment de temperatura tal com s'indica a la Figura 7-21. L'oli s'expandeix produint un flux del volum de control cap a fora mitjançant Poiseuille, amb el corresponent gradient de pressió. Les pressions portants es produeixen al disminuir la densitat.

Aquest efecte és insignificant en anàlisis de coixinets, i difereix de la *falca per densitat* (6) en que s'està considerant una variació temporal d'aquesta en comptes d'una variació espacial en la direcció del lliscament.

Analitzant l'equació de Reynolds i el significat físic dels seus termes afluïren solucions analítiques en certs casos senzills que tenen analogia amb la lubricació del espai entre la placa lateral i engranatge. Per tant, s'ha procedit a introduir les forces hidrodinàmiques en el model desenvolupat a partir d'aquestes solucions analítiques, sent ajustat el model mitjançant els resultats experimentals del Capítol 6. Tot i que s'és conscient de que la complexitat del fenomen no està totalment representat en el model desenvolupat, mitjançant la teoria d'anàlisi dimensional es justifiquen aquests tipus de models tal i com es demostrarà a continuació. Concretament, es considera la generació de forces sustentadores mitjançant els fenòmens de falca física i per empenta normal, i s'aplicaran la solució analítica d'un coixinet de lliscament de cares planes inclinades i la d'un coixinet d'empenta de cares planes paral·leles respectivament<sup>clii</sup>.

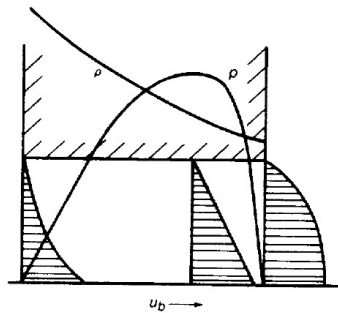


Figura 7-16: Generació d'una falca per canvi de densitat

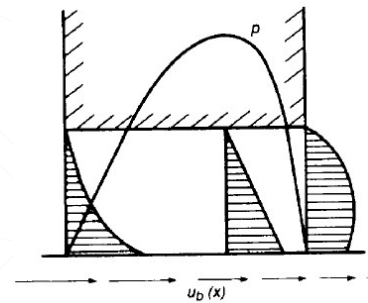


Figura 7-17: Generació d'una falca per estirament

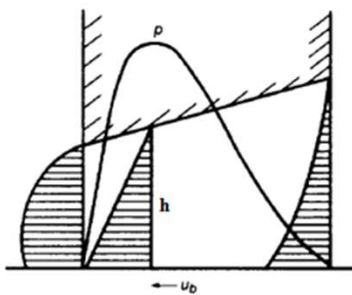


Figura 7-18: Generació d'una falca física

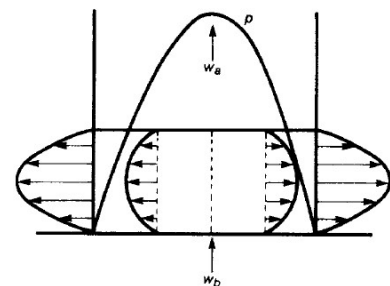


Figura 7-19: Generació d'una falca per empenta normal

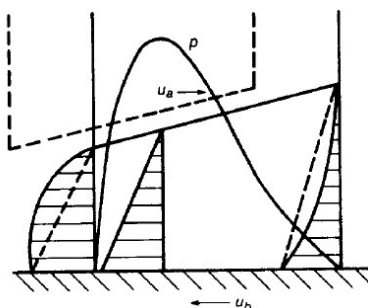


Figura 7-20: Generació d'una falca d'empenta per translació

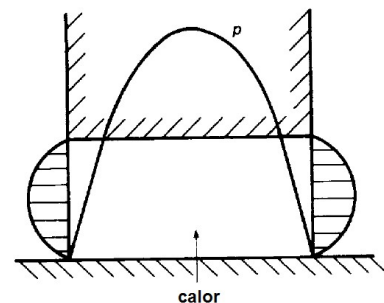


Figura 7-21: Generació d'una falca per expansió

<sup>clii</sup> Hamrock (101), pg. 172-187 per coixinets de lliscament de cares planes inclinades, pg.266-269 per coixinets d'empenta de cares planes paral·leles.

7.3.4.3 Identificació de paràmetres

El càlcul de la lubricació entre la placa lateral i els engranatges òbviament no té solució analítica, sent necessàries potents eines computacionals per una simulació detallada. La dificultat de simular la dinàmica de la placa al mateix que es resol el flux en aquest domini de contorn variable a alta velocitat, a fi i efecte de conèixer les forces hidrodinàmiques que hi intervenen, ja ha estat comentada. Així doncs, com en altres casos semblants en enginyeria, es procedeix a utilitzar l'anàlisi dimensional per crear un model semblant o quasi-semblant. Es tracta d'un mètode que permet reduir el nombre i la complexitat de les variables que intervenen en la descripció d'un fenomen físic, facilitant enormement la seva representació a partir de les dades experimentals, sense perdre informació rellevant. L'aplicació d'aquesta tècnica en bombes d'engranatges la podem trobar en l'estudi del flux a través de petites esclatxes entre superfícies corbada en bombes d'engranatges externs i interns, de Rituraj i Vacca (105), amb espessors del ordre de micres. Aquests dominis, per exemple el flux a través de dues dents en contacte, són difícilment abordable fins i tot amb eines CFD. En aquest treball es porta a terme una identificació de les variables adimensionals que hi intervenen a fi i efecte de crear models analítics per a ser introduïts en estudis numèrics. La validació de les correlacions utilitzades es realitza experimentalment, de manera similar que en aquesta Tesi.

Observant la Figura 7-22 (a), i tenint en compte un diferencial de superfície  $dS$  de la cara lateral plana del engranatge, es produeix la pressió hidrodinàmica corresponent a la falca física deguda a la velocitat relativa respecte la superfície inclinada de la placa lateral. El càlcul de la força de sustentació vindrà determinat per la integració del producte de la pressió pel diferencial de superfície. Per tant, cada  $dS$  pot ser tractat com un coixinet hidrodinàmic lliscant entre dues superfícies planes amb una inclinació relativa d'una respecte l'altra, il·lustrat e la Figura 7-22 (b). La força de sustentació  $w_z$  per unitat d'amplada per una longitud del coixí  $l$ , depèn de la viscositat del oli  $\mu$ , la velocitat relativa entre plaques  $u_b$ , l'alçada de la falca  $s_h$  i l'espessor mínim  $h_0$ . Podem afirmar que

$$w_z = f(\mu, u_b, s_h, h_0) \tag{eq. 7.22}$$

Considerant que la pel·lícula d'oli entre engranatges i placa obeeix a aquest fenomen, es realitza la semblança entre aquest domini i dos coixinets hidrodinàmic lliscants tal com s'il·lustra en la Figura 7-23.

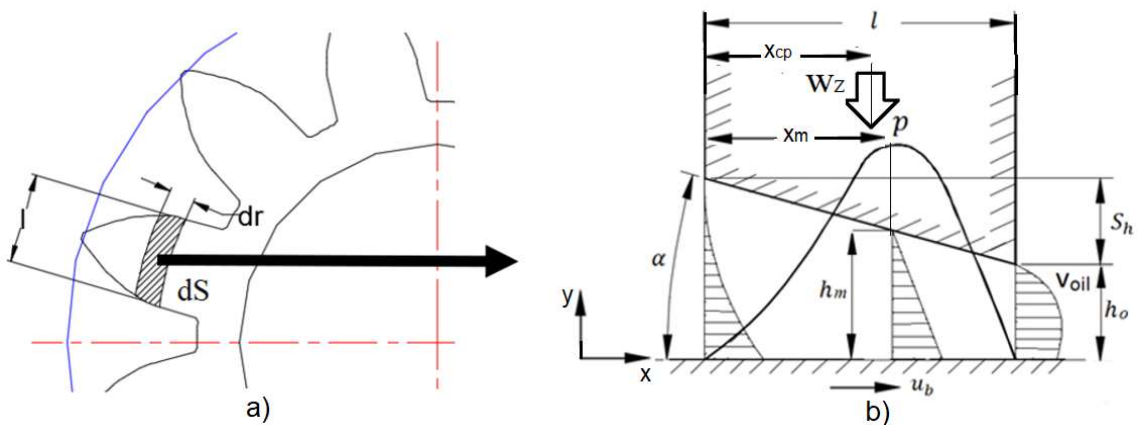


Figura 7-22: Analogia amb un coixinet de lliscament de cares planes inclinades

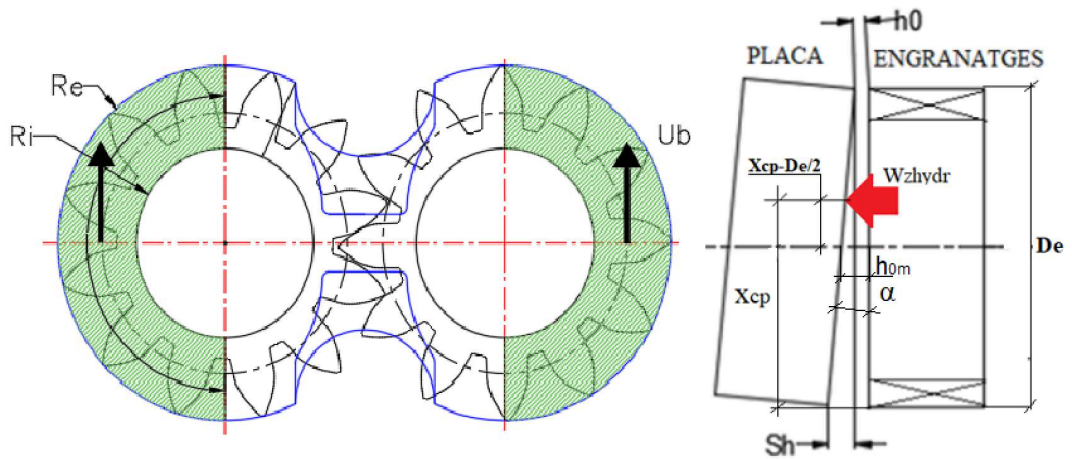


Figura 7-23: Definició d'espessor mínim  $h_0$ , alçada de la falca  $S_h$ , i centre de pressions  $x_{cp}$  (en el domini placa-engranatge)

El principi d'homogeneïtat dimensional<sup>cliii</sup> determina que si  $f$  és una força per unitat de longitud, les variables que intervenen han de combinar-se per que així sigui. Buckingham (106) demostrà mitjançant el teorema  $\pi$  de Vaschy-Buckingham (107) que l'única forma que això succeeixi és que cada terme de  $f$  sigui un monomi format per producte de potències de les variables (mètode del producte de potències).

$$w_z = K_d \mu^a u_b^c s_h^d h_0^e \quad (\text{eq. 7.23})$$

on la constant de proporcionalitat  $K$  és adimensional i  $a, c, d, i e$  són constants a determinar. Tenint en compte que l'estudi del analític del coixinet de lliscament s'acostuma a fer per unitat d'amplada, i per tant  $w_z$  té dimensions de  $\{FL^{-1}\}=MT^{-2}$ , dimensionament l'equació ha de complir

$$\{MT^{-2}\} = \{ML^{-1}T^{-1}\}^a \{LT^{-1}\}^c \{L\}^d \{L\}^e \quad (\text{eq. 7.24})$$

El problema original ve definit per 5 variables. Aplicant el teorema  $\pi$ , i donat que en el conjunt hi intervenen tres magnituds fonamentals (M,L,T), pot quedar reduït a  $5-3=2$  paràmetres adimensionals. Agrupant les potències de cada magnitud,

$$M = M^a \quad (\text{eq. 7.25})$$

$$1 = L^{-a} L^c L^d L^e \quad (\text{eq. 7.26})$$

$$T^{-2} = T^{-a} T^{-c} \quad (\text{eq. 7.27})$$

es dedueix que

$$1 = a \quad (\text{eq. 7.28})$$

$$0 = -a + c + d + e \quad (\text{eq. 7.29})$$

$$-2 = -a - c \quad (\text{eq. 7.30})$$

Per tant

$$a = 1; \quad c = 1; \quad d = -e \quad (\text{eq. 7.31})$$

<sup>cliii</sup> El qual es pot veure explicat en la majoria de tractats de mecànica de fluids. Per exemple White (131), pg.289-292

Com sempre que s'aplica anàlisi adimensional, es podria haver aïllat  $e$  o en comptes de  $d$ , resultant uns altres paràmetres adimensionals totalment vàlids. S'ha procedit d'aquesta manera cercant els més comuns en la bibliografia sobre lubricació. Per la mateixa raó, s'introdueix el terme  $\frac{s_h^2}{l^2}$ , el qual generalment intervé alhora d'adimensionalitzar la força per unitat de longitud en la bibliografia consultada. D'aquesta manera;

$$w_z = K_d \mu^1 u_b^1 s_h^{(-e)} h_0^e = K_d \mu u_b \frac{l^2}{s_h^2} \left(\frac{h_0}{s_h}\right)^e \quad (\text{eq. 7.32})$$

sent  $H_0$  l'espessor mínim adimensional.

$$H_0 = \frac{h_0}{s_h} \quad (\text{eq. 7.33})$$

$$\frac{w_z s_h^2}{\mu u_b l^2} = K_d H_0^e \quad (\text{eq. 7.34})$$

$$W_z = K_d f(H_0) \quad (\text{eq. 7.35})$$

Donat que  $e$  és un valor totalment arbitrari, podem, afirmar que  $f$  és una funció també totalment arbitrària. L'anàlisi dimensional no determina la forma de la funció  $f$ , la qual serà trobada a partir de la solució analítica d'un coixinet de lliscament de cares planes inclinades<sup>cliv</sup>. Posteriorment, mitjançant les dades del Capítol 6, es procedirà a determinar la constant  $K_d$ , que anomenarem factor de forma de lliscament, comparant els resultats numèrics amb els experimentals.

Respecte a la força hidrodinàmica de sustentació deguda al moviment relatiu ortogonal de la placa cap als engranatges, o sigui, al funcionament com coixinet d'empenta, no s'aplica teoria dimensional al ser la solució analítica força més senzilla. En tot cas, també fem ús d'un coeficient de forma de empenta  $K_i$  de significació purament geomètrica.

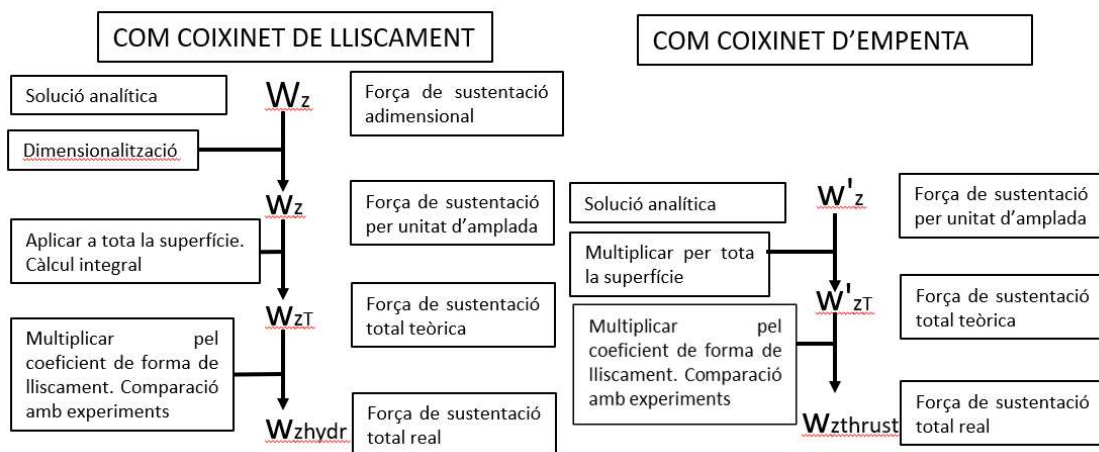


Figura 7-24: Seqüència de càlcul de les forces de sustentació hidrodinàmiques

<sup>cliv</sup> Sovint no hi ha altre manera que l'experimentació.



#### 7.3.4.4 Força i moment hidrodinàmics com coixinet de lliscament

En la Figura 7-24 es pot apreciar la seqüència de càlcul de les forces de sustentació hidrodinàmiques que s'utilitzaran en el model de placa, extretes a partir de les solucions analítiques de coixinets de lliscament i d'empenta<sup>clv</sup>. A continuació es descriurà en detall la seva deducció.

##### 7.3.4.4.1 Solució analítica adimensional

El fet que la cara lateral plana del engranatge tingui una velocitat relativa respecte la cara lateral inclinada de la placa crea una força hidrodinàmica tipus falca física. La Figura 7-22 (b) mostra un coixinet hidrodinàmic lliscant entre dues superfícies planes amb una inclinació relativa d'una respecte l'altra, havent-se establert una analogia entre la superfície del engranatge i la placa lateral en la zona indicada de color verd de la Figura 7-23. Per tant es generen unes pressions hidrodinàmiques entre les dues superfícies que equilibren la pressió d'impulsió sobre l'àrea efectiva  $A_e$ , i en menor mesura, la força de la junta d'estanqueïtat. Es realitza a continuació una presentació simplificada de la solució analítica extreta de Hamrock (101), la qual serà utilitzada pel càlcul de  $w_z$ .

Partint de l'equació de Reynolds 7.21, considerant la densitat constant es pot simplificar tenint únicament el terme degut a la falca física i considerant una velocitat mitja entre superfícies  $u_b$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 12u_b \frac{\partial h}{\partial x} \quad (\text{eq. 7.36})$$

integrant respecte la direcció del lliscament  $x$

$$\frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx} = \frac{12u_b}{h^2} + \frac{A}{\rho h^3} \quad (\text{eq. 7.37})$$

Considerant les següents condicions de contorn,

$$\frac{dp}{dx} = 0 \quad \text{quan } x = x_m \quad \text{i} \quad h = h_m \quad (\text{eq. 7.38})$$

resulta

$$A = -12u_b \rho h_m \quad (\text{eq. 7.39})$$

i substituint a l'Equació 7.37

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu u_b \frac{h - h_m}{h^3} \quad (\text{eq. 7.40})$$

L'espessor pot ser expressat en funció de  $x$  i l'alçada de la falca  $s_h$

$$h = h_0 + s_h \left( 1 - \frac{x}{l} \right) \quad (\text{eq. 7.41})$$

<sup>clv</sup> Nomenclatura fonamentada amb Hamrock (101). En majúscules variables adimensionals i en minúscula les dimensionals.



Per a poder comparar els resultats amb altres correlacions, es treballarà amb termes adimensionals deduïts en l'apartat 7.3.4.3, realitzant les següents definicions de les variables que hi intervenen. Aquesta conversió permet la utilització d'expressions bastant més senzilles al minimitzar-se el número de variables.

$$P = \frac{ps_h^2}{\mu u_b l} \quad H = \frac{h}{s_h} \quad H_m = \frac{h_m}{s_h} \quad H_0 = \frac{h_0}{s_h} \quad X = \frac{x}{l} \quad (\text{eq. 7.42})$$

quedant reduïda l'Equació 7.40 i 7.41 a

$$\frac{dP}{dX} = 6 \left( \frac{H - H_m}{H^3} \right) \quad (\text{eq. 7.43})$$

$$H = \frac{h}{s_h} = H_0 + 1 - X \quad \text{i} \quad \frac{dH}{dX} = -1 \quad (\text{eq. 7.44})$$

Integrant i tenint en compte les condicions de contorn de  $P=0$  quan  $X=0$  i  $H=H_0+1$ ,  $P=0$  quan  $X=1$  i  $H=H_0$ ,

$$H_m = \frac{2H_0(1 + H_0)}{1 + 2H_0} \quad (\text{eq. 7.45})$$

$$P = \frac{6X(1 - X)}{(H_0 + 1 - X)^2(1 + 2H_0)} \quad (\text{eq. 7.46})$$

La força normal per unitat d'amplada que estem cercant es pot escriure's com

$$w_z = \int_0^l p dx \quad (\text{eq. 7.47})$$

La qual en forma adimensional es converteix en

$$W_z = \frac{w_z s_h^2}{\mu u_b l^2} = \int_0^1 P dX \quad (\text{eq. 7.48})$$

i donat que  $dH/dX = -1$

$$W_z = - \int_{H_0+1}^{H_0} P dH \quad (\text{eq. 7.49})$$

Introduint la Equació 7.46,

$$W_z = - \int_{H_0+1}^{H_0} \frac{6X(1 - X)}{(H_0 + 1 - X)^2(1 + 2H_0)} dH \quad (\text{eq. 7.50})$$

expressió que integrant-la ens porta a

$$W_z = 6 \ln \left( \frac{H_0 + 1}{H_0} \right) - \frac{12}{1 + 2H_0} \quad (\text{eq. 7.51})$$

Es pot apreciar, tal i com s'ha deduït en l'apartat 7.3.4.3, que en un problema on intervien 5 variables, aquestes s'han vist reduïdes a 2. La variació de  $W_z$  respecte  $H_0$  es mostra a la Figura 7-25 (a), on es constata que quan  $H_0$  tendeix a 0, el coixinet té una gran capacitat de suportar càrregues normals. Aquesta

disminueix si les hipòtesis com flux lateral negligible, superfícies completament llises i densitat constant no es compleixen perfectament<sup>clvi</sup>. El factor de forma  $K_d$  contemplaria aquests efectes en el nostre cas.

#### 7.3.4.4.2 Centre de pressions adimensional $X_{cp}$

La solució analítica del coixinet de lliscament permet el càlcul del centre de pressions de la força hidrodinàmica. Aquesta dada es necessària per convertir la força hidrodinàmica  $w_z$  en el moment corresponent  $M_z$ , a fi i efecte d'establir l'equilibri del moviment angular. El centre de pressions  $x_{cp}$ , tenint en compte l'Equació 7.48, es defineix com

$$w_z x_{cp} = \int_0^l p x dx = \frac{\mu u_b l^3}{S_h^2} \int_0^1 P X dX \quad (\text{eq. 7.52})$$

Per expressar-ho en forma adimensional, el dividim per la longitud del coixinet,

$$X_{cp} = \frac{x_{cp}}{l} = \frac{1}{W_z} \int_0^1 P X dX \quad (\text{eq. 7.53})$$

i introduint les equacions 7.46 i 7.51, després d'integrar resulta

$$X_{cp} = \frac{-6}{W_z(1 + 2H_0)} \left[ (H_0 + 1)(3H_0 + 1) \ln\left(\frac{H_0}{H_0 + 1}\right) + 3H_0 + \frac{5}{2} \right] \quad (\text{eq. 7.54})$$

En la Figura 7-25 (b) es mostra l'efecte del espessor mínim adimensional  $H_0$  envers el centre de pressions adimensional  $X_{cp}$ <sup>clvii</sup>. Es pot apreciar que per espessors mínims adimensionals elevats, o sigui, amb una alçada de la falca reduïda respecte l'espessor mínim, el centre de de pressions quasi està situat en el mig del coixinet. Traduït al cas que ens ocupa, si la placa està poc inclinada, la capacitat sustentadora a la basculació generada per la pel·lícula d'oli degut a la pressió hidrodinàmica generada com coixinet de lliscament és mínima. Com longitud característica del coixinet equivalent pel càlcul del centre de pressions s'ha pres el diàmetre exterior del engranatge  $De=34.7$  mm, tal com s'aprecia a la Figura 7-23.

#### 7.3.4.4.3 Dimensionalització de la força i moments

Seguint el diagrama de la Figura 7-24 pel cas de coixinet de lliscament, cal expressar l'Equació 7.51 en forma dimensional. Per tant,

$$w_z = \frac{\mu u_b l^2}{S_h^2} W_z \quad (\text{eq. 7.55})$$

Donat que es fa l'analogia de que el gir dels dos engranatges enfront de la placa lateral inclinada actua con un únic coixinet de lliscament, es considera la força adimensional per unitat de superfície uniforme en tot el domini<sup>clviii</sup>. Si observem la Figura 7-26, es poden diferenciar diferents zones del espai entre un engranatge i la placa lateral. La zona 1, superfície anular entre l'eix i el peu del engranatge, i la

<sup>clvi</sup> El factor de forma que s'introduirà seguidament té com objectiu tenir en compte aquests efectes en el model.

<sup>clvii</sup> Tot i que en l'Equació 7.53 hi figura  $W_z$ , aquesta força és únicament depenent de  $H_0$  segons l'Equació 7.51, de manera que el centre de pressions adimensional només depèn del espessor mínim adimensional.

<sup>clviii</sup> Recordar que s'està cercant un model que s'aproximi al màxim possible a la realitat, no una discretització del domini per abordar-ho amb CFD.

zona 2, la cara lateral de les dents, contribuiran en el model considerat a la sustentació, ja que la superfície del engranatge es mou en direcció convergent de la falca. En la zona 3 això no succeeix, ja que es mou en direcció divergent, de manera que no contribueix a generar sustentació, mentre que la zona 4 és l'enfrontada a les ranures de descompressió no havent-hi pel·lícula lubricant. No tota la superfície de la zona 1 i 2 té la mateixa inclinació en la direcció de la velocitat, ja que en la zona d'impulsió i aspiració la velocitat relativa del engranatge respecte la placa lateral és ortogonal al sentit de la inclinació, i per tant, no es genera pressió hidrodinàmica. Per exemple, els dents 1 i 7 no generen sustentació, mentre que el 4 genera la màxima. En el dibuix s'indica amb línia negra el camí d'un diferencial de superfície  $dS$  de la zona 1 i de la zona 2, mentre que la línia vermella indica la inclinació mitja. Així podem dir que la primera es comporta com un coixinet continu, mentre que la segona correspon a una sèrie de coixinets entrelaçats.

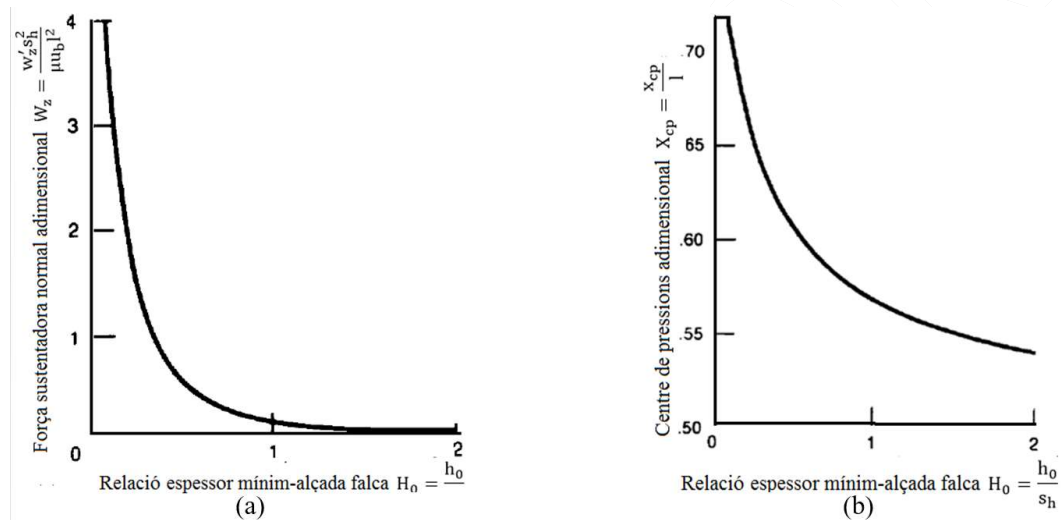


Figura 7-25: Capacitat de càrrega (a) i el centre de pressions (b) vs l'espessor adimensional

Font: Hamrock (101)

Respecte a la zona 1, considerant una variació de l'alçada de la falca lineal tal com es mostra en la línia en vermell, el diferencial de força del  $dS_{z1}$  de la Figura 7-27 (a) serà

$$dw_{zT1} = \frac{\mu u_b l^2}{s_{hz1}^2} W_z dr \tag{eq. 7.56}$$

Considerant un coixinet de  $180^\circ$ , la longitud d'aquest diferencial de coixinet serà

$$l = \pi r \tag{eq. 7.57}$$

mentre que la velocitat ve determinada per

$$u_b = \omega r \tag{eq. 7.58}$$

sent  $\omega$  la velocitat angular dels engranatges. Per tant

$$dw_{zT1} = \frac{\mu \omega \pi^2}{s_{hz1}^2} W_z r^3 dr \tag{eq. 7.59}$$

On  $s_{hz1}$  es l'alçada de la falca a la zona 1. La força generada pels dos engranatges serà

$$w_{zT1} = 2 \frac{\mu\omega\pi^2}{S_{hz1}^2} W_Z \int_{R_i}^{R_{peu}} r^3 dr \quad (\text{eq. 7.60})$$

on  $R_{peu}$  és el radi de peu del engranatge i  $R_i$  és el radi del eix. Integrant,

$$w_{zT1} = \frac{\mu\omega\pi^2}{S_{hz1}^2} W_Z \left( \frac{R_{peu}^4}{2} - \frac{R_i^4}{2} \right) \quad (\text{eq. 7.61})$$

on segons la Taula 3-1,  $R_{peu}=14.09$  mm i  $R_i=10$  mm, mentre que l'alçada de la falca a la zona 1 ve determinada per

$$S_{hz1} = S_h \frac{2 \left( \frac{R_{peu} + R_i}{2} \right)}{2R_e} = S_h \frac{R_{peu} + R_i}{2R_e} \quad (\text{eq. 7.62})$$

Per tant, col·locant l'expressió 7.62 a la 7.61, la força de sustentació total de la zona 1 ve determinada per

$$w_{zT1} = 2 \frac{R_e^2 (R_{peu}^4 - R_i^4) \pi^2 \mu\omega W_Z}{(R_{peu} + R_i)^2 S_h^2} \quad (\text{eq. 7.63})$$

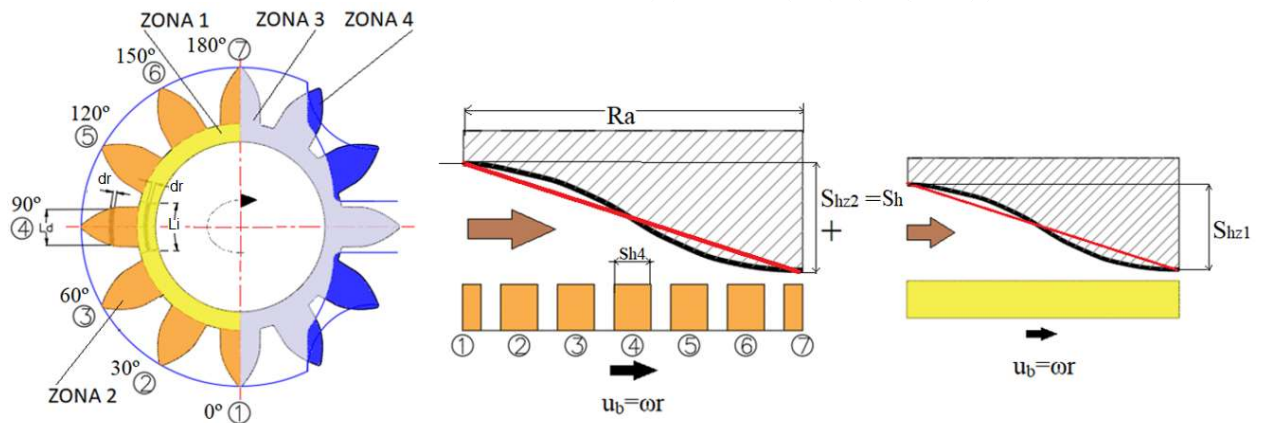


Figura 7-26: Contribució de les diferents zones a la sustentació

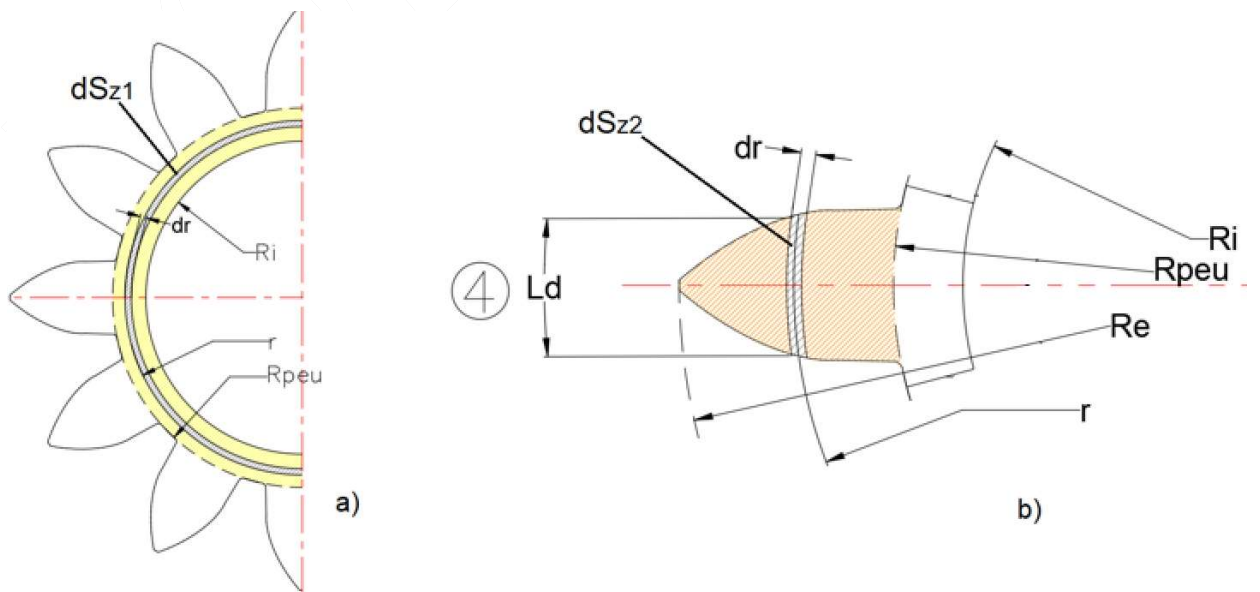


Figura 7-27: Diferencials de superfície considerats

Respecte a la zona 2, es considera el diferencial de força de sustentació de la dent 4 en el diferencial de superfície representat a la Figura 7-27 (b).

$$dw_{z4T2} = \frac{\mu u_{b4} L_{d4}^2}{s_{h4}^2} W_z dr \quad (\text{eq. 7.64})$$

On per un radi  $r$ ,  $L_{di}$  i  $u_{bi}$  tenen el mateix valor per qualsevol dent. Per tant

$$L_{di} = L_d \quad (\text{eq. 7.65})$$

$$u_{bi} = \omega r \quad (\text{eq. 7.66})$$

L'alçada de la falca del  $dS_{z2}$  de la Figura 7-27 (b) vindrà determinada per la relació entre l'espessor de la dent i el diàmetre exterior dels engranatges multiplicada per l'alçada de la falca del coixinet considerat.

$$s_{h4} = \frac{L_d}{2R_e} s_h \quad (\text{eq. 7.67})$$

Introduint les expressions 7.65, 7.66 i 7.67 a l'Equació 7.64,

$$dw_{z4T2} = \frac{\mu u_{b4} L_d^2}{\left(\frac{L_d}{2R_e} s_h\right)^2} W_z dr = \frac{4R_e^2 \mu \omega W_z}{s_h^2} r dr \quad (\text{eq. 7.68})$$

Integrant entre el radi de peu del engranatge  $R_{peu}$  i el radi exterior  $R_e$ ;

$$w_{z4T2} = \frac{4R_e^2 \mu \omega W_z}{s_h^2} \int_{R_{peu}}^{R_e} r dr = \frac{4R_e^2 \mu \omega W_z}{s_h^2} \left( \frac{R_e^2}{2} - \frac{R_{peu}^2}{2} \right) \quad (\text{eq. 7.69})$$

Simplificant

$$w_{z4T2} = 2R_e^2 (R_e^2 - R_{peu}^2) \frac{\mu \omega W_z}{s_h^2} \quad (\text{eq. 7.70})$$

Realitzant la hipòtesis que la capacitat de sustentació es veu reduïda proporcionalment a mesura que la falca perd inclinació,

$$w_{z2T2} = w_{z6T2} = \frac{1}{3} w_{z4T2} \quad (\text{eq. 7.72})$$

$$w_{z3T2} = w_{z5T2} = \frac{2}{3} w_{z4T2}$$

Considerant la contribució de totes les dents de la zona 2 dels dos engranatges,

$$\begin{aligned} w_{zT2} &= 2(w_{z2T2} + w_{z3T2} + w_{z4T2} + w_{z5T2} + w_{z6T2}) \\ &= 2\left(\frac{2}{3} w_{z4T2} + \frac{4}{3} w_{z4T2} + w_{z4T2}\right) \end{aligned} \quad (\text{eq. 7.73})$$

Per tant, l'expressió final és

$$w_{zT2} = 10R_e^2 (R_e^2 - R_{peu}^2) \frac{\mu \omega W_z}{s_h^2} \quad (\text{eq. 7.74})$$

Considerant la zona 1 i de la 2, i no tenint en compte la pel·lícula divergent de la zona 3, la sustentació total ve donada per

$$w_{zT} = w_{zT1} + w_{zT2} = 2 \frac{R_e^2 (R_{peu}^4 - R_i^4) \pi^2}{(R_{peu} + R_i)^2} \frac{\mu \omega W_z}{s_h^2} + 10 R_e^2 (R_e^2 - R_{peu}^2) \frac{\mu \omega W_z}{s_h^2} \quad (\text{eq. 7.75})$$

Tenint en compte que  $R_e=18.7 \times 10^{-3}$ ,  $R_{peu}=14.09 \times 10^{-3}$  i  $R_i=10 \times 10^{-3}$  metres, l'expressió 7.75 queda com

$$w_{zT} = 3.5 \times 10^{-7} \frac{\mu \omega W_z}{s_h^2} + 5.28 \times 10^{-7} \frac{\mu \omega W_z}{s_h^2} = 8.78 \times 10^{-7} \frac{\mu \omega W_z}{s_h^2} \quad (\text{eq. 7.76})$$

Podem apreciar que la contribució de la zona 2 corresponent al dentat com coixinet de lliscament és superior a la zona 1, sobretot degut a que al treballar a diàmetres superiors, la velocitat de lliscament és també superior. Ara bé, en el càlcul anterior, s'ha considerat constant l'esforç de sustentació adimensional per unitat d'amplada, i la sustentació de les dents 2, 3, 5 i 6 s'han pres aproximadament proporcionals a l'alçada de la falca. Altres simplificacions significatives han sigut no considerar les fuites laterals en sentit perpendicular al lliscament (o sigui radial)<sup>clix</sup> ni haver considerat el camí de tornada corresponents a la zona 3<sup>clx</sup>. Per aquesta raó, per tal de realitzar l'analogia entre el model de coixinet de lliscament considerat i el real, es té en compte un factor de forma de lliscament  $K_d$  que permet definir el model en funció dels resultats experimentals del Capítol 6, la aparició del qual està justificada en l'apartat 7.3.4.3. Per tant, en el model final es calcularà la força de sustentació com coixinet de lliscament com

$$w_{zhydr} = K_d 8.78 \times 10^{-7} \frac{\mu \omega W_z}{s_h^2} \quad (\text{eq. 7.77})$$

mentre que el moment de sustentació exercit per aquesta força segons la Figura 7-23 serà

$$M_{zhydr} = w_{zhydr} (x_{cp} - R_e) \quad (\text{eq. 7.78})$$

### 7.3.4.5 Força hidrodinàmica com a coixinet d'empenta

Mentre la placa s'està desplaçant axialment, es genera la pressió hidrodinàmica per a desallotjar el fluid de dins de la pel·lícula (falca d'empenta 3 de la Figura 7-15). Encara que en la posició d'equilibri no existeix aquesta força, aquest efecte produeix una dificultat tant per apropar-se al engranatge al augmentar la pressió de treball com alhora d'allunyar-se al disminuir. Per tant és important tenir-la en compte en el estudi del moviment de la placa, ja que condiciona de manera considerable la seva dinàmica. Igualment que amb la força hidrodinàmica com coixinet de lliscament, es pren l'analogia representada en la Figura 7-28.

<sup>clix</sup> Hipòtesis base de la resolució analítica del coixinet de lliscament de cares planes inclinades

<sup>clx</sup> En lubricació hidrodinàmica amb espessors similars als considerats (fins a 1µm) poden aparèixer pressions hidrodinàmiques del ordre de 50 bar, mentre que la depressió degut a una falca divergent no pot ser superior al buit, o sigui, una pressió relativa negativa de 1 bar. Per tant, no considerar la falca divergent és una hipòtesis assumible. Cal tenir en compte que a aquestes pressions hidrodinàmiques cap sumar les pressions hidrostàtiques de la zona S4, mostrades a la Figura 7-7. Es repeteix que s'està cercant un model que simulï el comportament real, no una resolució acurada que requereixen potents eines CFD.

Es tracta d'un coixinet de cares planes paral·leles sense fuites laterals, on la superfície A correspon a la cara lateral dels engranatges fixa i la superfície B a la cara lateral de la placa lateral amb moviment ortogonal. Aquesta configuració també té solució analítica, podent-se deduir de l'equació de Reynolds

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = -\frac{12\mu v}{h_{0m}^3} \quad (\text{eq. 7.79})$$

on  $v$  és la velocitat axial relativa entre les dues cares i  $h_{0m}$  la distància entre les dues cares. En el cas que ens ocupa es prendrà la distància entre la placa i l'engrenatge en el centre de la placa lateral. Prenent el centre de coordenades el punt mig del coixinet, les condicions de contorn són

$$p = 0 \quad \text{per} \quad x = \mp \frac{l}{2} \quad (\text{eq. 7.80})$$

Integrant

$$p = \frac{3\mu v}{2h_{0m}^3}(l^2 - 4x^2) \quad (\text{eq. 7.81})$$

L'esforç normal per unitat d'amplada vindrà determinat per

$$w'_z = \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} p dx = \frac{3\mu v}{2h_{0m}^3} \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} (l^2 - 4x^2) dx = \frac{\mu l^3 v}{h_{0m}^3} \quad (\text{eq. 7.82})$$

Considerant la longitud del coixinet anàleg la mitja circumferència en el radi mig de la zona verda de la Figura 7-28 (b).

$$l = \pi \left( \frac{R_e + R_i}{2} \right) \quad (\text{eq. 7.83})$$

$$w'_z = \frac{\mu \left( \pi \left( \frac{R_e + R_i}{2} \right) \right)^3 v}{h_{0m}^3} \quad (\text{eq. 7.84})$$

Tenint en compte els dos engranatges i que l'amplada  $b$  és igual a la diferència entre el radi exterior i l'interior, la força normal generada sobre la placa,

$$w'_{zT} = 2w'_z b = 2 \frac{\mu \left[ \pi \left( \frac{R_e + R_i}{2} \right) \right]^3 v}{h_{0m}^3} (R_e - R_i) \quad (\text{eq. 7.85})$$

Òbviament el coixinet considerat no es correspon amb la superfície lateral real dels engranatges. Per tant, es considera un factor de forma d'empenta  $K_t$ , tenint en compte únicament la relació de superfícies entre el coixinet en que s'ha basat la solució analítica, zona verda de Figura 7-28 (b), i la superfície real del engranatge que està enfrontada a la placa lateral calculada amb ACAD, zona taronja la Figura 7-28 (a). Per tant, la força de sustentació final és

$$w_{zthrust} = K_t w'_{zT} \quad (\text{eq. 7.86})$$

$$K_t = \frac{A_{real}}{A_{analit}} = \frac{729.97}{784.36} = 0.93 \quad (\text{eq. 7.87})$$

Aquest factor també hauria de representar la discontinuïtat del dentat i el fet que les fuites lateral no són negligibles, però com ja s'ha esmentat, la solució de la posició final no depèn d'aquest terme. Únicament té influència en la dinàmica de la placa, i com que no es pot avaluar amb proves experimentals, es deixarà tal i com s'ha deduït<sup>clxi</sup>. Degut a la gran simetria de la superfície lateral de la placa situada per sobre del eix de rotació respecte a la situada per sota, no es té en compte el moment hidrodinàmic generat per l'empenta de la placa envers l'engranatge. Tenint en compte que  $R_e=18.7 \times 10^{-3}$  i  $R_i=10 \times 10^{-3}$  metres, l'expressió 7.86 queda com

$$w_{zthrust} = K_t 1.59 \times 10^{-6} \frac{\mu V}{h_{0m}^3} \quad (\text{eq. 7.88})$$

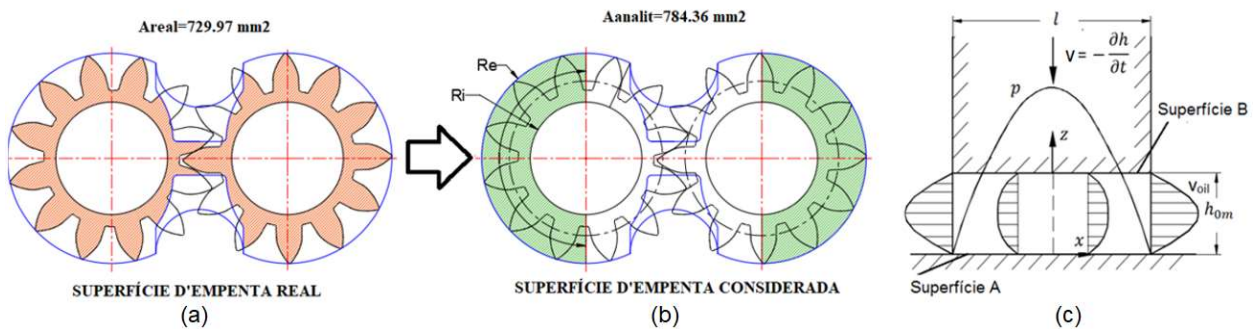


Figura 7-28: Analogia amb un coixinet d'empenta de cares planes paral·leles

## 7.4 Diagrama de BG complet

La Figura 7-29 mostra el diagrama de BG de la Figura 7-6 completament desenvolupat, tenint en compte els càlculs dels esforços realitzats en l'apartat anterior. L'estructura bàsica ja ha estat presentada en l'apartat 7.2, de manera que tot seguit es procedeix a explicar les peculiaritats més destacades.

L'entrada de dades es realitza mitjançant un arxiu EXPDATA en format .csv<sup>clxii</sup>, el qual el 20-SIM llegeix interpolant temporalment el cicle de treball. En la Taula 7-1 es pot apreciar un cicle de 3 segons de durada, on cada 0.1 segons s'augmenta la pressió 10 bars fins a 150 bar, baixant posteriorment fins assolir de mou el 0 bar. D'aquesta manera es simulen els assaigs del Capítol 6, comparant els valors numèrics i els experimentals de la separació mitja  $h_{0m}$  i mínima  $h_0$  del espai entre placa i engranatge, així com l'angle d'inclinació TILTgr1 ( $\alpha$ ). L'arxiu EXPDATA conté els valors experimentals  $h_{0EXP}$  i TILTgrEXP, per tal de poder plotejar simultàniament els valors numèrics i els experimentals. També s'han incorporat les columnes corresponents a la temperatura del oli TEMP i a la velocitat de gir de la bomba RPM. Aquests valors es mantenen constants quan s'utilitza el model per a simular el comportament de la placa en els experiments

<sup>clxi</sup> Per a poder avaluar la bondat d'aquest terme, s'hauria d'haver monitoritzat la posició mitja de la placa en funció del temps davant una variació tipus escaló de la pressió de treball en els assaigs del Capítol 6, per analitzar el temps de resposta del moviment de la placa. Al realitzar-se aquests assaigs no es va tenir en compte que aquesta informació podria haver estat d'utilitat.

<sup>clxii</sup> "Comma Separated Values", format compatible amb EXCEL.



del Capítol 6, permetent introduir les variacions de les condicions operatives de la bomba quan aquestes siguin canviants, com per exemple els experiments que s'han dut a terme en el Capítol 8.

Una vegada convertida la pressió a unitats del SI en el element guany  $K:Pa$ , es multiplica per l'àrea efectiva en el element transformador  $TF:EfectArea$ . El seu mòdul és la relació entre l'esforç entrant i el sortint<sup>clxiii</sup>, sent l'àrea efectiva el valor de l'expressió 7.5. Per tant

$$m = \frac{1}{A_e} \quad (\text{eq. 7.89})$$

haver-se procedit de la mateixa manera alhora de transformar les forces actuants en el moviment lineal amb els moments actuants en el moviment de basculació, introduint-se en el mòdul la inversa del braç de palanca. Mentre que en els elements  $TF:HydrostTorq$  i  $TF:SealTorq$  aquest valor és fix i s'ha estat calculat gràficament segons les expressions 7.6 i 7.8 respectivament, en mòdul per calcular el moment exercit per la força de sustentació com coixinet de lliscament és variable, raó per la qual s'ha utilitzat un transformador variable  $MTF:HydrodinTorque$  per introduir l'Equació 7.78. La força es calcula introduint l'Equació 7.77 en el bloc  $wzhydr$ , el quan alimenta la força modulada  $MSe:HydrodinForceTilt$ . De la mateixa manera, la força de sustentació deguda al funcionament com coixinet d'empenta es calcula introduint l'Equació 7.88 en el bloc  $wzthrust$ , el quan alimenta la força modulada  $MSe:HydrodinForceThrust$ . Respecte a la força i el moment degut a la fricció viscosa, s'introdueixen en el model mitjançant les resistències  $Rforce$  i  $Rtorque$ , el valor de les quals es correspon amb les equacions 7.10 i 7.13 respectivament. Pel càlcul de les característiques mecàniques de la placa s'ha dibuixat aquesta en 3D, assignant-li com a material alumini amb una densitat de  $2700 \text{ kg/m}^3$ . La massa introduïda a  $I:MASS$  és de  $0.076 \text{ kG}$ , mentre que el moment d'inèrcia respecte l'eix y és de  $1.058 \times 10^{-5} \text{ kgm}^2$ .

S'introdueix en el model una separació i inclinació inicial entre la placa i l'engrenatge en el blocs constants  $X_{initial}$  i  $AnglinitGr$ . Encara que el model sempre acaba equilibrant-se quan els valors inicials introduïts són del mateix ordre de magnitud dels real, per a realitzar les comparacions amb els resultats experimentals a cada simulació des de l'instant inicial li introduïm uns valors inicials iguals als del començament del experiment, o sigui, el primers valors en l'arxiu EXPDATA. D'aquesta manera l'espessor mínim  $h_0$  ve determinat per la disminució del espessor degut al moviment axial de la placa i per la seva inclinació (veure Figura 7-23). O sigui;

$$h_0 = X_i - x - \frac{D_e}{2} \sin \alpha \quad (\text{eq. 7.90})$$

sent x el desplaçament de la placa des de la seva posició inicial (obtingut mitjançant la integració en el bloc  $integrateLineal$ ),  $D_e$  el diàmetre exterior del engranatge i  $\alpha$  l'angle entre engranatge i placa (obtingut de la integració de la velocitat del  $Nus I$  en el bloc  $integrateAngle$ ). L'alçada de la falca  $S_h$  ve determinada per

$$S_h = l \sin \alpha \quad (\text{eq. 7.91})$$

---

<sup>clxiii</sup> Veure Annex D per la seva interpretació

on com longitud del coixinet de lliscament s'ha pres la longitud del arc del coixinet equivalent (en verd)

$$l = \frac{\pi(D_e + D_i)}{4} \quad (\text{eq. 7.92})$$

La distància mitja entre la placa i l'engranatge es determina com

$$h_{0m} = X_i - x \quad (\text{eq. 7.93})$$

la qual junt amb la velocitat de la placa  $v$ , s'utilitza en el bloc *wzthrust* per a calcula la força de sustentació com coixinet d'empenta segons l'Equació 7.88. Els coeficients de forma com coixinet de lliscament  $K_d$  i com coixinet d'empenta  $K_f$  són introduïts en els blocs amb el mateix nom.

Tot el càlcul analític de la resolució dels coixinet de lliscament equivalent desenvolupada en l'apartat 7.3.4.4 correspon al conjunt de blocs assenyalats en vermell a la Figura 7-30, on l'Equació 7.51 és introduïda en el bloc *Wz*, la 7.54 en el *Xcp* i la 7.77 en el *wzhydr* entre altres.

En el model és poden apreciar alguns blocs guany com *HOMmm*, *h0mm*, *Xcpmm* o *Tiltgr* que s'utilitzen per convertir unitats de SI en mm o graus per a ser plotejades amb les magnituds corresponents.

TEMPS (s)	PRESSIÓ (bar)	TEMP (°C)	h0eEXP (mm)	TILTgrEXP (°)	RPM
0	0	20	0.0238	0.0021	1000
0.1	10	20	0.0224	0.0029	1000
0.2	20	20	0.021	0.0073	1000
0.3	30	20	0.0183	0.0132	1000
0.4	40	20	0.017	0.0174	1000
0.5	50	20	0.0144	0.0198	1000
0.6	60	20	0.0167	0.0226	1000
0.7	70	20	0.0145	0.026	1000
0.8	80	20	0.0134	0.0309	1000
0.9	90	20	0.016	0.0326	1000
1	100	20	0.0129	0.0353	1000
1.1	110	20	0.0128	0.0367	1000
1.2	120	20	0.0113	0.0415	1000
1.3	130	20	0.0108	0.0441	1000
1.4	140	20	0.0073	0.0456	1000
1.5	150	20	0.0071	0.0473	1000
1.6	140	20	0.0089	0.047	1000
1.7	130	20	0.0092	0.0454	1000
1.8	120	20	0.0092	0.0418	1000
1.9	110	20	0.0101	0.0382	1000
2	100	20	0.0105	0.0356	1000
2.1	90	20	0.0116	0.0345	1000
2.2	80	20	0.0125	0.0298	1000
2.3	70	20	0.0134	0.0279	1000
2.4	60	20	0.0147	0.0228	1000
2.5	50	20	0.0181	0.0195	1000
2.6	40	20	0.0189	0.0191	1000
2.7	30	20	0.0189	0.0158	1000
2.8	20	20	0.0198	0.0118	1000
2.9	10	20	0.0204	0.0088	1000
3	0	20	0.0218	0.0027	1000

Taula 7-1: Exemple de cicle de treball introduït en BG

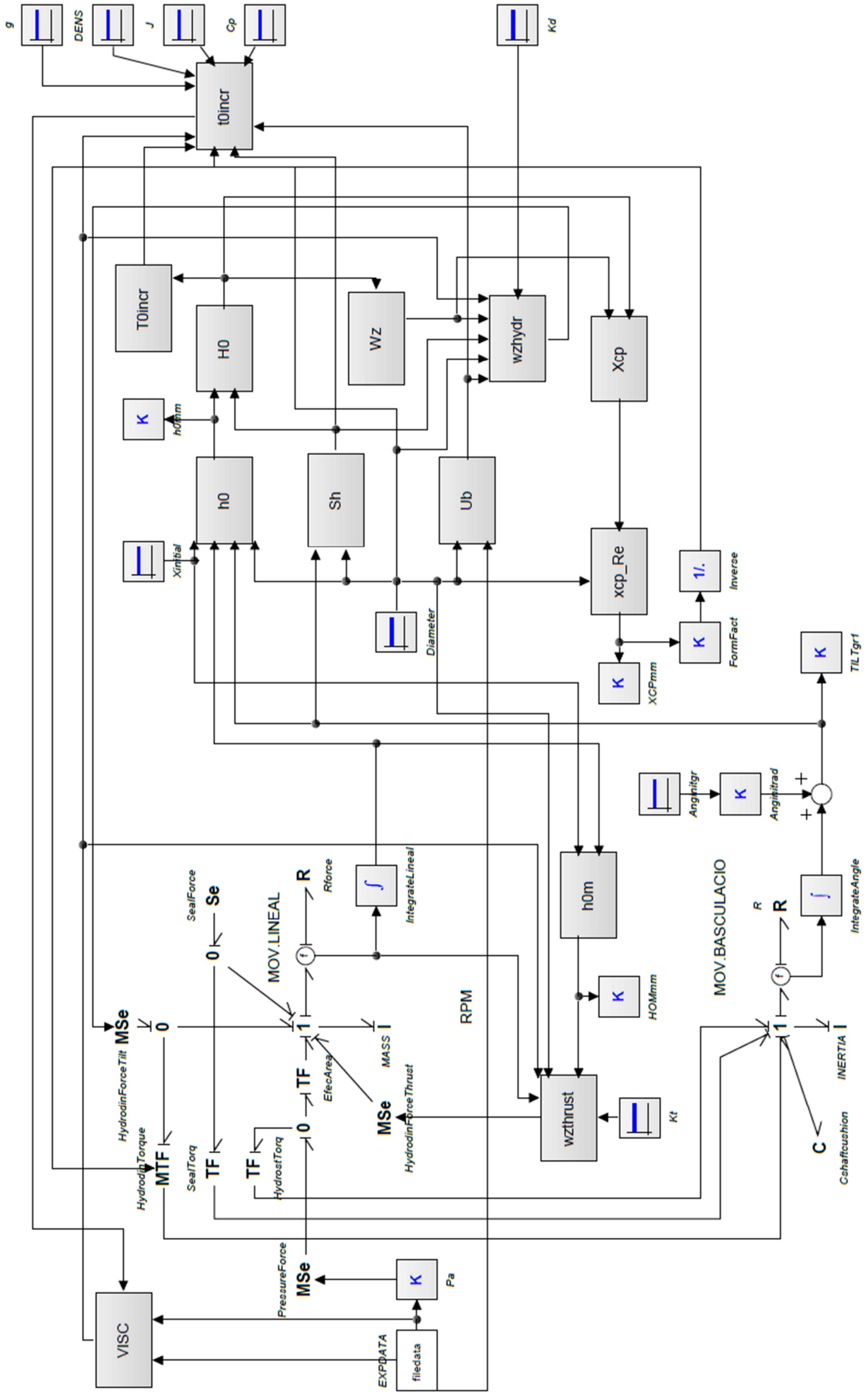


Figura 7-29: Diagrama de BG complet del moviment de la placa lateral

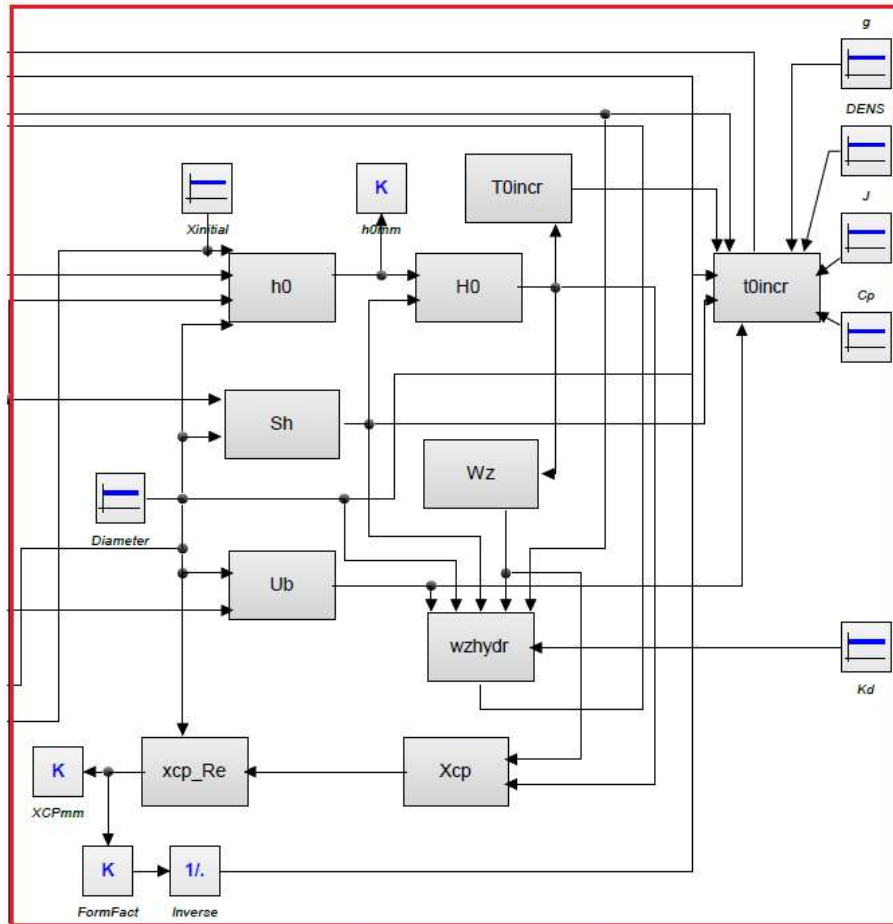


Figura 7-30: Mòdul de diagrama de blocs inserit pel càlcul de  $W_{zhydr}$

### 7.4.1 Tractament dels coixinets hidrodinàmics del eix

Cal tenir en compte que en la inclinació de la placa també intervé la rigidesa aportada pels coixinets hidrodinàmics radials dels eixos. En un cas ideal hi ha una flotació de la placa pels eixos, però res impedeix que hi hagi contacte d'aquests amb els coixinets. Tot i que els experiments del Capítol 6 no mostren aquest tipus de contacte, si que cal introduir en el model la influència del coixí d'oli corresponent. Aquest moviment és molt complex, i ha estat àmpliament tractat a la Tesi Doctoral de Gutès (4). En les primeres simulacions dutes a terme s'ha constatat que es tracta del mecanisme bàsic que limita la basculació de la placa, ja que el centre de pressions de la força de sustentació com coixinet de lliscament es troba força a prop del centre de la placa, degut a un valor petit de la seva inclinació. Aquest comportament es mostra a la Figura 7-25(b), i si s'observen els resultats del espessor mínim adimensional  $H_0$  de les Figura 7-39 a la Figura 7-44, s'aprecia que el valor de  $H_0$  és força elevats al inici del moviment, de tal manera que el centre de pressions en troba pràcticament en el centre de la placa i el moment de la força de sustentació és baix.

Per introduir aquest efecte s'ha considerat una compressibilitat *Cshaftcushion*, la qual retorna una força proporcional a la basculació de la placa. En tot element capacitiu de compressibilitat  $C$ , amb un esforç  $e(t)$  i un flux  $f(t)$  en funció del temps,

$$e(t) = \frac{1}{C}q(t) = \frac{1}{C} \int f(t)dt \quad (\text{eq. 7.94})$$

Si considerem Figura 7-31, es pot representar l'espai entre els eixos i els coixinets hidrodinàmics com un coixí d'oli que evita la basculació mitjançant dues forces puntuals  $F_c$ , cadascuna provocada per la compressibilitat de oli atrapat entre el coixinet hidrodinàmic radial de la placa lateral i l'eix del engranatge. Per tant, definint-se el mòdul de compressibilitat com

$$\beta = V_0 \frac{\Delta P}{\Delta V} \quad (\text{eq. 7.95})$$

$$\Delta P = \frac{\beta}{V_0} \Delta V \quad \Delta P = \frac{F_c}{S} = \frac{\beta}{V_0} \int v S dt \quad (\text{eq. 7.96})$$

Sent  $v$  la velocitat amb que disminueix la folgança entre coixinet radial i l'eix,  $V_0$  el volum atrapat en aquest espai i  $S$  la superfície projectada ortogonal al moviment (veure Figura 7-31). Per tant

$$F_c = \frac{\beta S^2}{V_0} \int v dt \quad (\text{eq. 7.97})$$

Considerant la velocitat amb la que disminueix la pel·lícula d'oli entre l'eix i la placa

$$v = \omega \frac{L}{4} \quad (\text{eq. 7.98})$$

$$F_c = \frac{\beta S^2 L}{V_0 4} \int \omega dt \quad (\text{eq. 7.99})$$

El moment exercit per les dues forces és

$$M_c = 2F_c \frac{L}{4} = \frac{\beta S^2 L^2}{V_0 8} \int \omega dt \quad (\text{eq. 7.100})$$

on, el volum comprimit  $V_0$ , i la superfície  $S$  són

$$V_0 = S e \quad S = D_i \frac{L}{2} \quad (\text{eq. 7.101})$$

$$M_c = \frac{1}{16} \frac{\beta D_i}{e} L^3 \int \omega dt \quad (\text{eq. 7.102})$$

Per tant, la compressibilitat introduïda en el model serà

$$C = \frac{16e}{\beta D_e L^3} \quad (\text{eq. 7.103})$$

Prenent un coeficient de compressibilitat  $\beta=1.5 \times 10^9$  Pa, una longitud de la placa  $L=0.02$  m, un diàmetre del eix de  $D_i=0.02$  m, un espessor de pel·lícula de  $e=30 \mu\text{m}^{\text{clxiv}}$ , resulta una compressibilitat equivalent de  $C=6.6 \times 10^{-7} \text{ s}^2/(\text{kG} \cdot \text{m}^2)$ . En tot cas, tenint en compte que la complexitat de fenomen pot fer diferir força la rigidesa real que aporten el ajustos del eixos d'aquest valor, es pren aquest valor únicament con a referència, podent-se modificar en l'ajust del model.

<sup>clxiv</sup> Gutés (4), pàg.177 realitza un estudi de les toleràncies de diàmetre del eix dins dels coixinets. S'ha pres un valor mig.

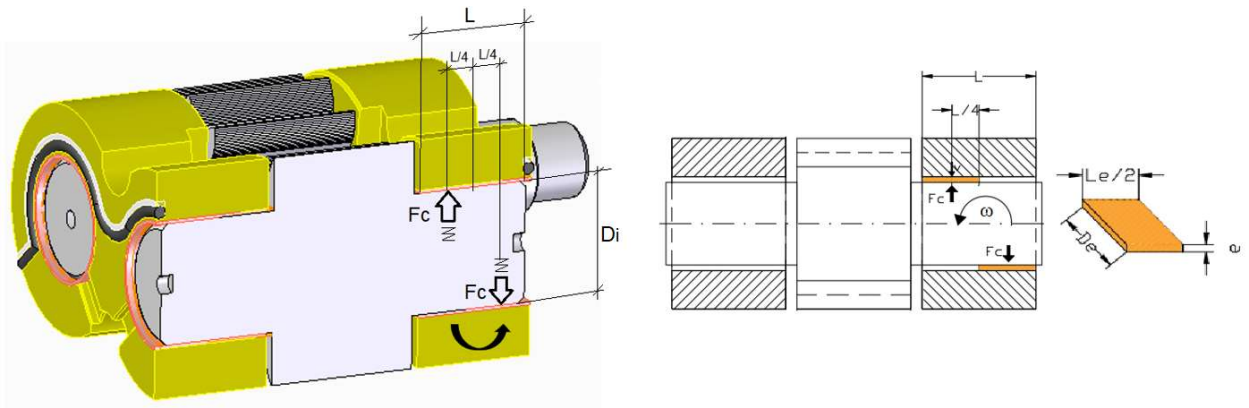


Figura 7-31: Representació del coixí hidràulic dels eixos

#### 7.4.2 Tractament de la viscositat i la densitat

En el bloc *VISC* de la Figura 7-29 es determina la viscositat dinàmica del oli dins de la pel·lícula entre l'engrenatge i la placa. En l'Apartat 4.3.2 es descriu l'oli utilitzat, Fuchs Renolin B10. El fabricant no ofereix dades de la dependència de la viscositat amb la pressió, pel que s'ha recorregut al calculador de WEBTEC<sup>clxv</sup>. S'introdueix el tipus d'oli i la viscositat a 0 bar, es determina la viscositat a 50, 100, 150, 200 i 250 bar, i es realitza una regressió del seu valor en funció de la temperatura i la pressió seguint els següents criteris:

- La viscositat és inversament proporcional a la temperatura. Per tant, únicament amb els valors del fabricant representats a la Figura 4-3 es pot obtenir l'exponent que afecta la temperatura.
- Una vegada obtinguda la corba viscositat versus temperatura, es té en compte la relació proposada per Barus (108) sobre la variació de la viscositat amb la pressió en condicions isotèrmiques.

$$\mu = \mu_0 e^{\varepsilon p} \quad (\text{eq. 7.104})$$

on  $\mu$  és la viscositat dinàmica (Pa.s),  $\mu_0$  la viscositat dinàmica a  $p=0$  (Pa.s) subministrada pel fabricant del oli,  $\varepsilon$  el coeficient isotèrmic de la viscositat versus la pressió i  $P$  la pressió (bar). Per tant, fent la hipòtesis argumentada per Hamrock (101) de que  $\varepsilon$  és manté força constant a pressions característiques de pel·lícules hidrodinàmiques, podem aproximar la viscositat a

$$\mu = AT^{-B}e^{CP} \quad (\text{eq. 7.105})$$

on A,B,C són els termes de la regressió viscositat versus temperatura i pressió els quals s'han ajustat minimitzant els errors quadràtics en el rang de temperatures i pressions dels nostres experiments, o sigui, de 20°C a 60°C, i de 0 a 150 bar respectivament. L'expressió resultant, amb temperatura en °C i pressió en bar, ha estat

$$\mu = 19.35T^{-1.792}e^{0.0022p} \quad (\text{eq. 7.106})$$

<sup>clxv</sup> <https://en.webtec.com/Calculator.aspx>

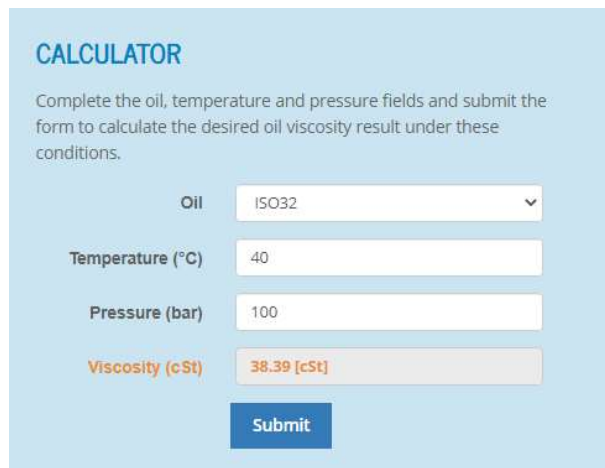


Figura 7-32: Càlcul de la viscositat cinemàtica a 40°C 100 bar oli ISO VG32.

Font: WEBTEC

Sens dubte prendre la viscositat constant en el model pot comportar errors importants, com ja posa de manifest Koç (109). El rendiment volumètric d'una BE pot ser del ordre del 95%. En el cas que ens ocupa, la bomba té un desplaçament volumètric de 14.7 cm<sup>3</sup>, el que significa que girant a 1500 rpm el cabal aproximat és de 22 lpm. Per tant, les fuites seran del ordre 1,1 lpm. Si la bomba treballa a 200 bar, la potència entregada al oli que llisca cap a la aspiració en forma de calor serà de N<sub>c</sub>=366 W. Suposant aproximadament un calor específic de 1670 J/(Kg°C), aquesta potència provoca un augment teòric de la temperatura de

$$\Delta T = \frac{N_c}{C_p \rho Q} = \frac{366}{1670 \times 890 \times 1.83 \times 10^{-5}} = 13,4^\circ C \quad (\text{eq. 7.107})$$

Amb l'oli considerat, pot suposar una disminució de la viscositat d'aproximadament 12 cSt respecte a la viscositat a 40 °C.

Per conèixer l'increment de la temperatura del oli dins de la pel·lícula Δt<sub>m</sub>, s'utilitza l'expressió deduïda a Hamrock (101) pel càlcul de la temperatura adimensional T0<sub>incr</sub> en el coixinet de lliscament estudiat en l'apartat 7.3.4.4, on es fa la hipòtesis de que tota la potència dissipada és absorbida pel fluid en condicions adiabàtiques<sup>clxvi</sup>.

$$\frac{\rho C_p S_h^2}{2\mu u_b l} \Delta t_m = \frac{2(1 + 2H_0)}{H_0(1 + H_0)} \ln\left(\frac{H_0 + 1}{H_0}\right) - \frac{3}{(1 + H_0)H_0} = T0_{incr} \quad (\text{eq. 7.108})$$

on ρ és la densitat del oli (Kg/m<sup>3</sup>), C<sub>p</sub> el calor específic a pressió constant (1670 J/Kg°C)<sup>clxvii</sup>, S<sub>h</sub> l'alçada de la falca (m), μ la viscositat (Pa.s), u<sub>b</sub> la velocitat de lliscament del coixinet (m/s) i l la seva longitud (m). Per tant en el bloc T0<sub>incr</sub> del diagrama de BG és calcula l'increment de la temperatura a la pel·lícula com

$$\Delta t_m = \frac{2\mu u_b l}{g J C_p S_h^2} T0_{incr} \quad (\text{eq. 7.109})$$

Sent l'expressió utilitzada en el bloc VISC

<sup>clxvi</sup> A Limo et al. (132) es pot trobar la seva deducció exacte amb unitats en SI.

<sup>clxvii</sup> Els valors considerats s'han tret de correlacions d'olis minerals semblants al utilitzat. Concretament <https://www.engineeringtoolbox.com/>

$$\mu = 19.35(T + \Delta t_m)^{-1.792} e^{0.0022P} \quad (\text{eq. 7.110})$$

En el cas de la densitat, la hipòtesis de mantenir-la constant sembla correcta. Tenint en compte un mòdul de compressibilitat en un oli estàndard de 1500 MPa, significa que un augment de pressió de 150 bar representa un augment de densitat del 1%. El mateix ordre de magnitud ofereix la variació respecte la temperatura. Un augment de temperatura de 20°C comporta una disminució d'aproximadament un 2%.

## 7.5 Resultats

La primera sèrie d'experiments numèrics que s'han dut a terme han estat sotmetre la placa a les mateixes condicions operatives que els assaigs experimentals del Capítol 6, amb l'objectiu bàsic d'optimitzar el factor de forma com coixinet de lliscament  $K_d$ . Es ploteja l'espessor mínim placa-engranatge  $h_0$  i la seva inclinació  $\alpha$  versus la pressió a velocitat de gir constant, comparant-se amb els resultats experimentals esmentats. La simulació es basa en l'augment i la disminució de manera continua de la pressió durant el cicle, mentre que en l'assaig experimental es variava la pressió<sup>clxviii</sup> i es deixava establir la senyal dels micròmetres làser. En tot cas, amb un interval temporal d'integració de  $10^{-8}$  segons s'ha comprovat que punts d'equilibri de la placa són els mateixos tant amb variacions contínues com amb escalons, mostrant-se gràfics sense inestabilitats en el primer cas. Per aquesta raó la reproducció del cicle d'assaig s'ha dut a terme amb una variació contínua de la pressió. Els assaigs es realitzaran a 1000, 1500 i 2000 rpm, i temperatures del oli de 20 i 50 °C.

Una vegada definit el model, es realitzen algunes consideracions que es creuen d'especial interès, com la variabilitat del factor de forma i la introducció a la pressió d'impulsió de la component polsant mesurada en els experiments del Capítol 5, per comprovar si la pulsació de pressió genera algun tipus de vibració en la placa. Els resultats tant de les cascades d'espectres com del moviment de la placa no ho fiquen de manifest, però si més no, serà una altra comprovació de la bondat del model.

### 7.5.1 Experiments numèrics dels assaigs del Capítol 6

En els gràfics des de la Figura 7-33 a la Figura 7-44, la línia blau marí als resultats numèrics del espessor mínim entre placa lateral i engranatge, mentre que la línia vermella correspon als experimentals. La línia rosa correspon als resultats numèrics de la inclinació, mentre que la blau cel als experimentals. S'han complementat aquesta sèrie de gràfics amb la monitorització del espessor mínim adimensional i l'alçada de la falca, des de la Figura 7-39 a la Figura 7-44. Per finalitzar, s'ha plotejat les forces i moments que intervenen en l'equilibri de la placa, des de la Figura 7-45 a la Figura 7-56. En el primer gràfic de cada sèrie hi ha la llegenda de colors a la part superior esquerra.

---

<sup>clxviii</sup> S'ha de tenir en compte que tampoc es tractava d'una variació tipus escaló, ja que ni la regulació ni la resposta de la vàlvula limitadora de pressió eren immediats.



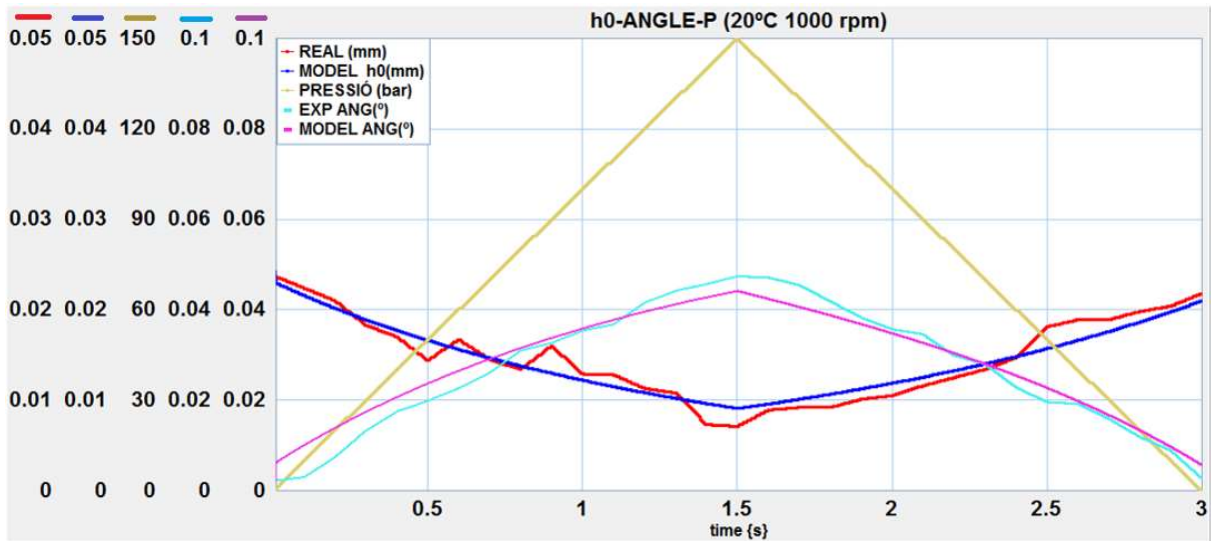


Figura 7-33: Espessor mínim  $h_0$  i inclinació  $\alpha$  versus pressió (20 °C 1000 rpm)

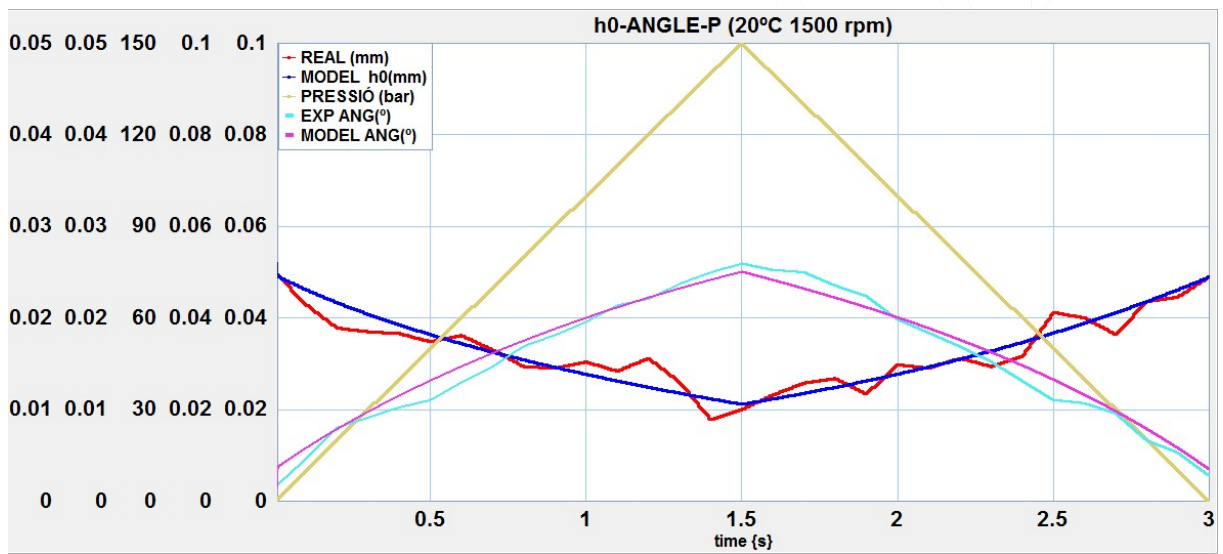


Figura 7-34: Espessor mínim  $h_0$  i inclinació  $\alpha$  versus pressió (20 °C 1500 rpm)

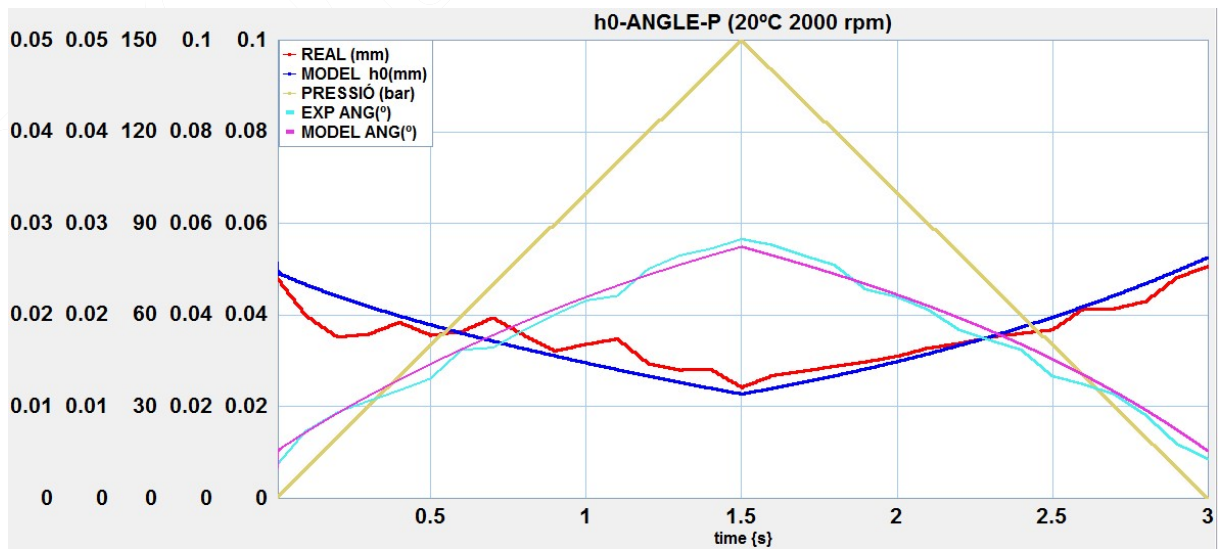


Figura 7-35: Espessor mínim  $h_0$  i inclinació  $\alpha$  versus pressió (20 °C 2000 rpm)

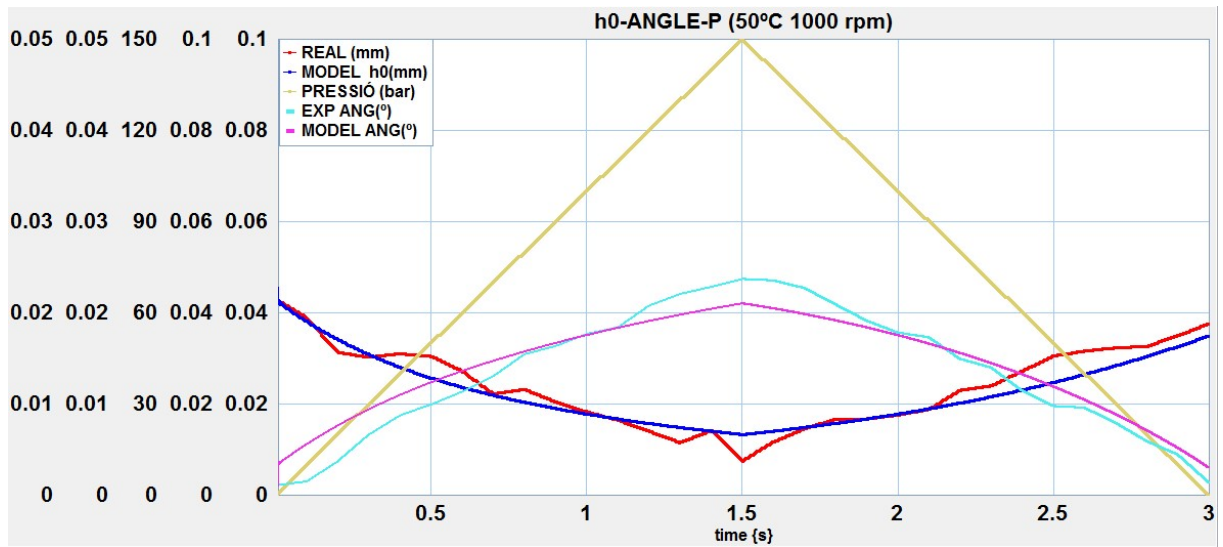


Figura 7-36: Espessor mínim  $h_0$  i inclinació  $\alpha$  versus pressió (50 °C 1000 rpm)

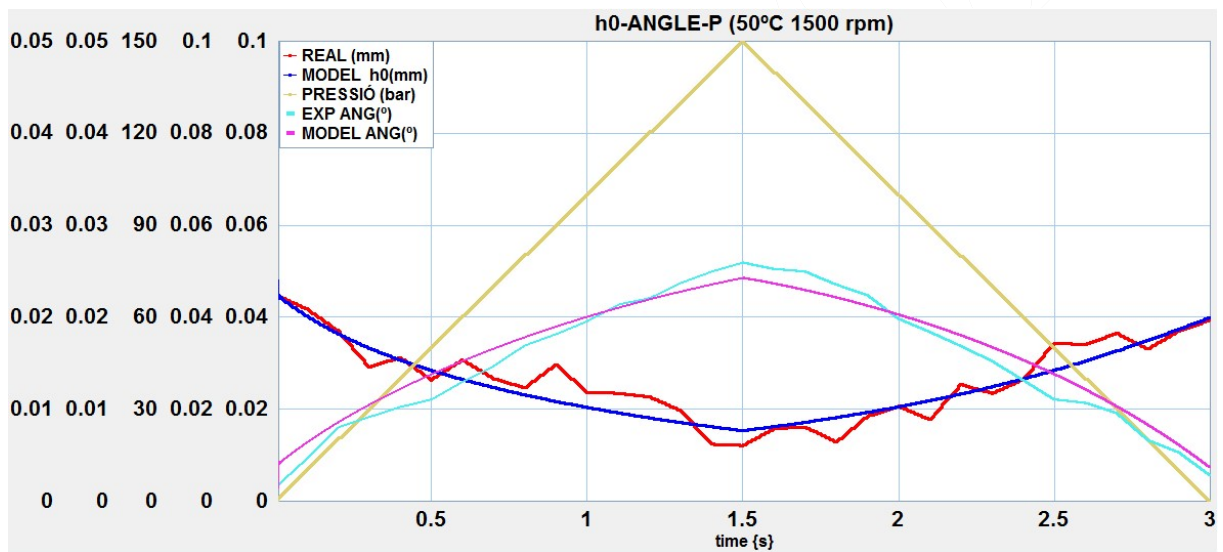


Figura 7-37: Espessor mínim  $h_0$  i inclinació  $\alpha$  versus pressió (50 °C 1500 rpm)

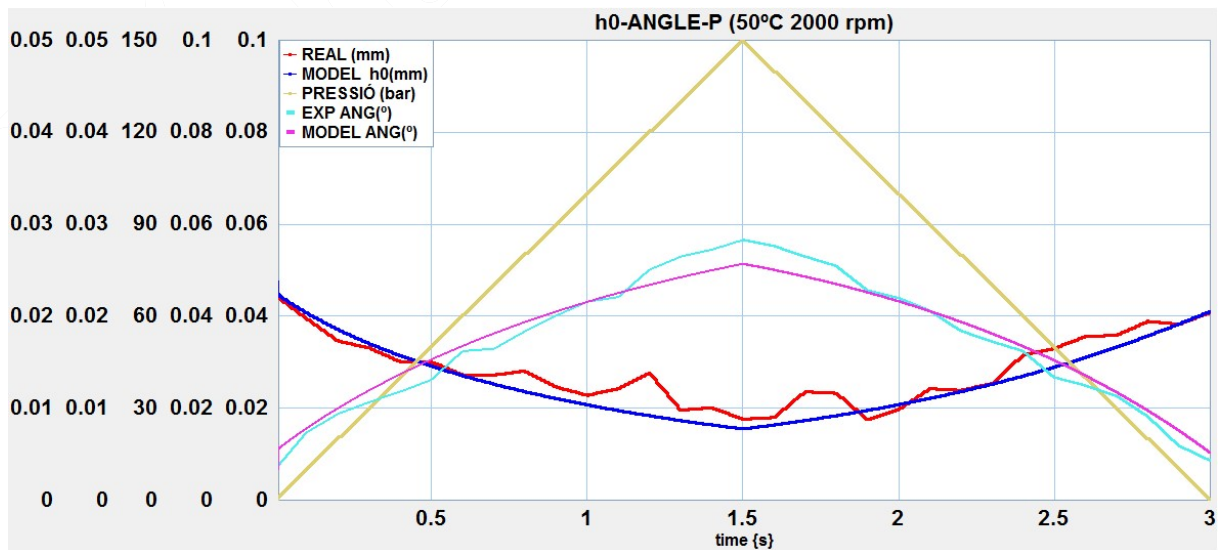


Figura 7-38: Espessor mínim  $h_0$  i inclinació  $\alpha$  versus pressió (50 °C 2000 rpm)

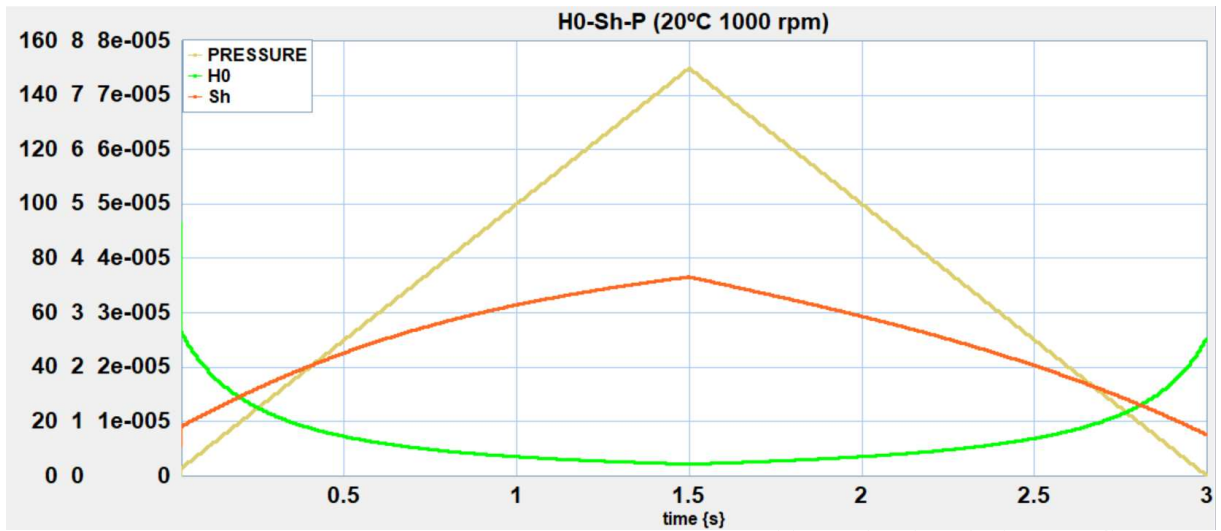


Figura 7-39: Espessor mínim adimensional  $H_0$  versus alçada de la falca  $S_h$  (20 °C 1000 rpm)

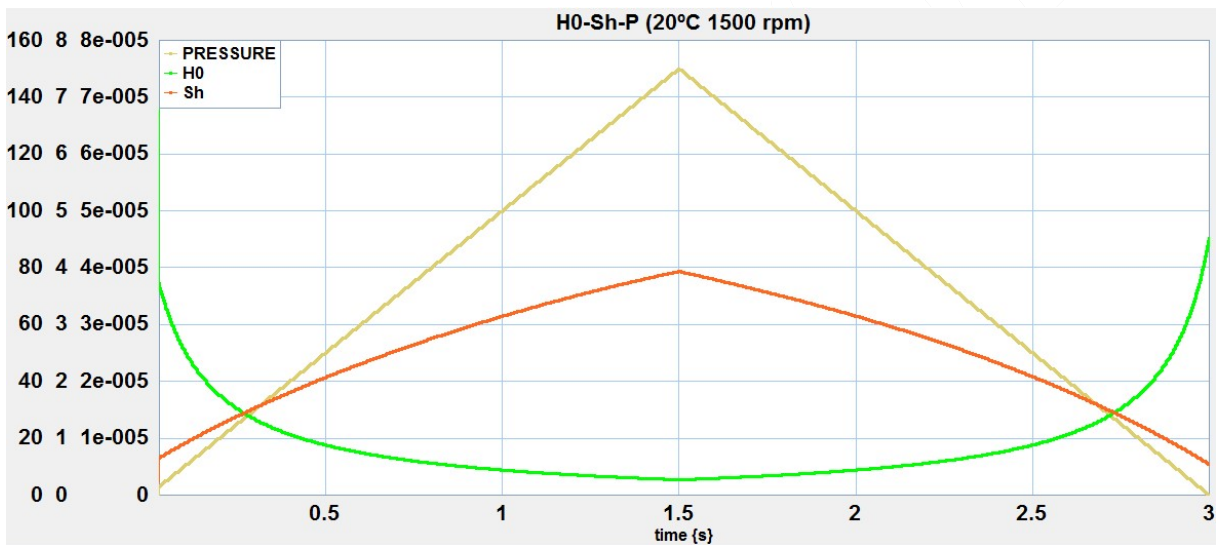


Figura 7-40: Espessor mínim adimensional  $H_0$  versus alçada de la falca  $S_h$  (20 °C 1500 rpm)

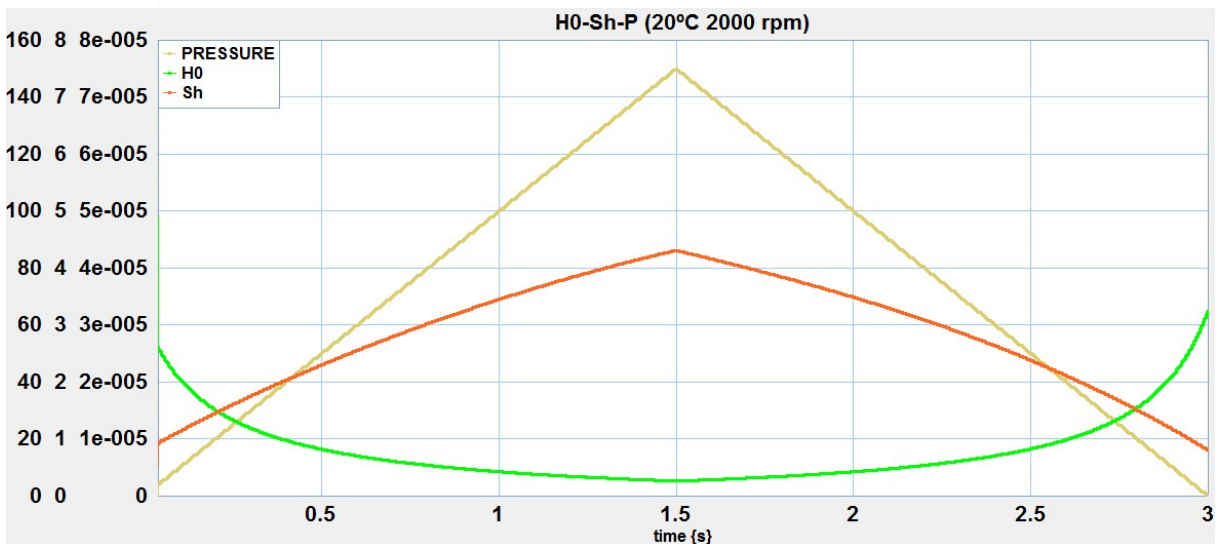


Figura 7-41: Espessor mínim adimensional  $H_0$  versus alçada de la falca  $S_h$  (20 °C 2000 rpm)

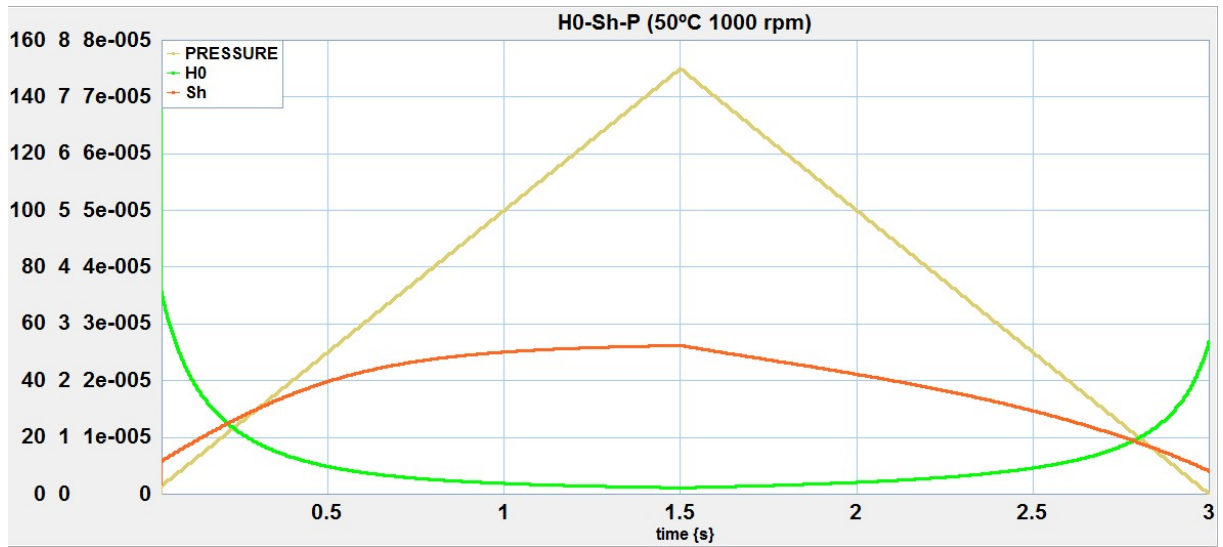


Figura 7-42: Espessor mínim adimensional  $H_0$  versus alçada de la falca  $S_h$  (50 °C 1000 rpm)

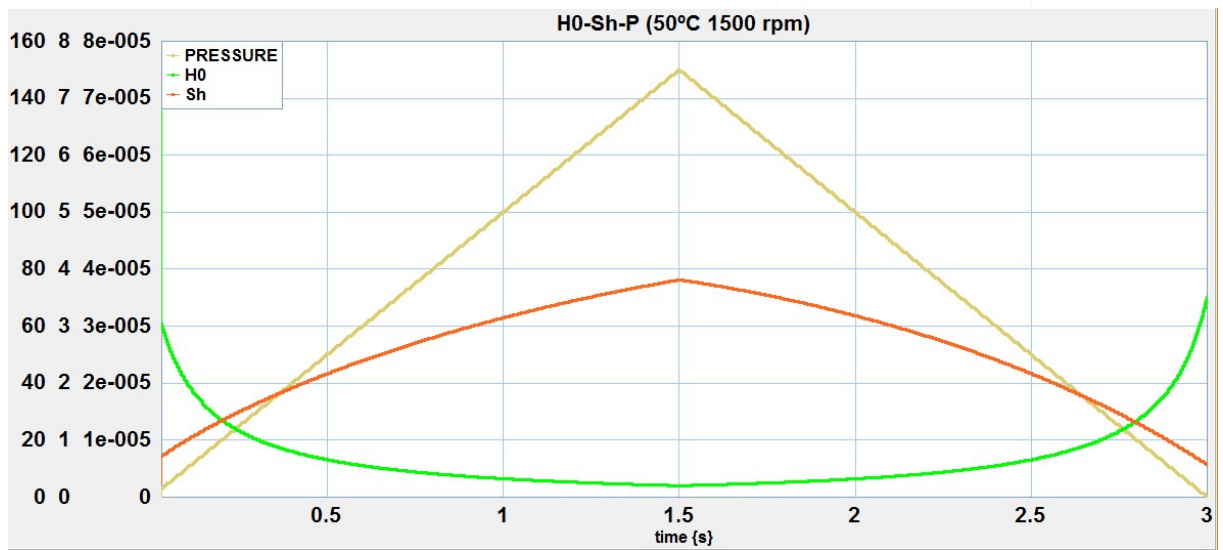


Figura 7-43: Espessor mínim adimensional  $H_0$  versus alçada de la falca  $S_h$  (50 °C 1500 rpm)

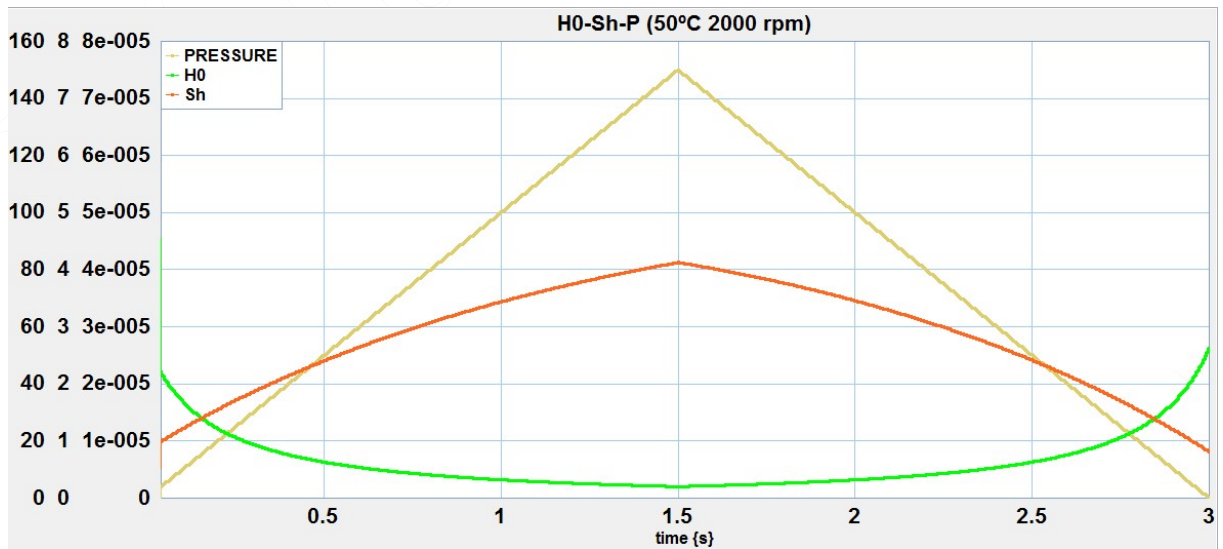


Figura 7-44: Espessor mínim adimensional  $H_0$  versus alçada de la falca  $S_h$  (50 °C 2000 rpm)



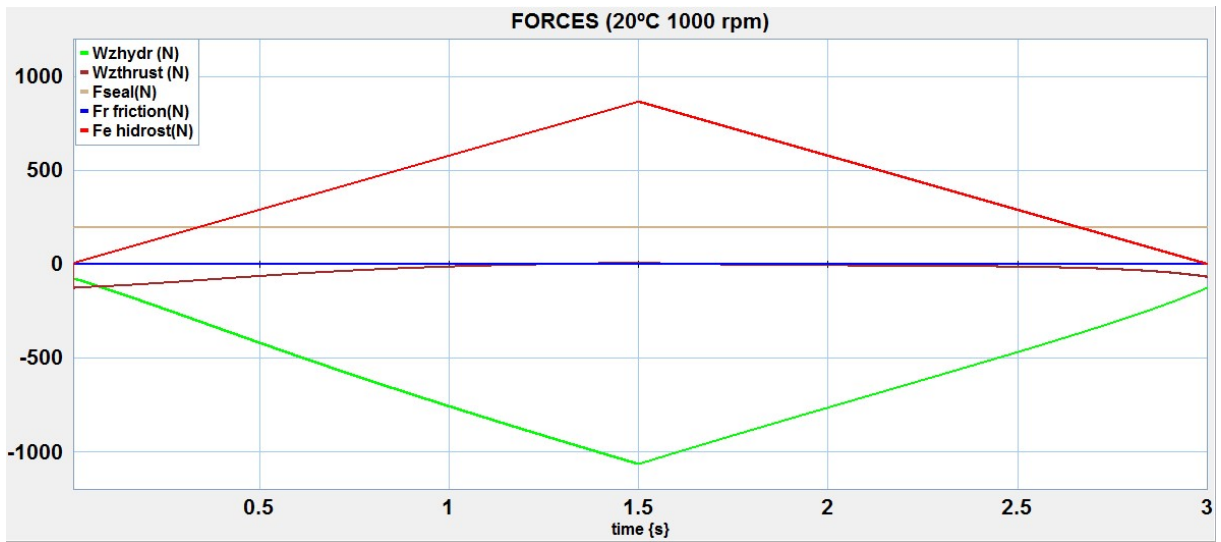


Figura 7-45: Equilibri de forces sobre la placa lateral (20 °C 1000 rpm)

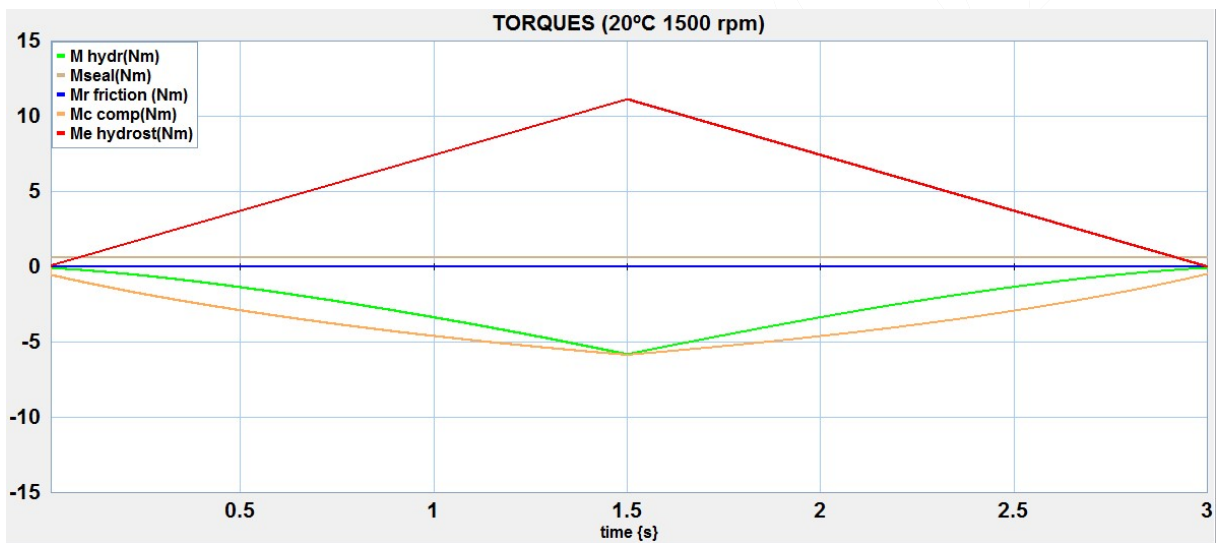


Figura 7-46: Equilibri de forces sobre la placa lateral (20 °C 1500 rpm)

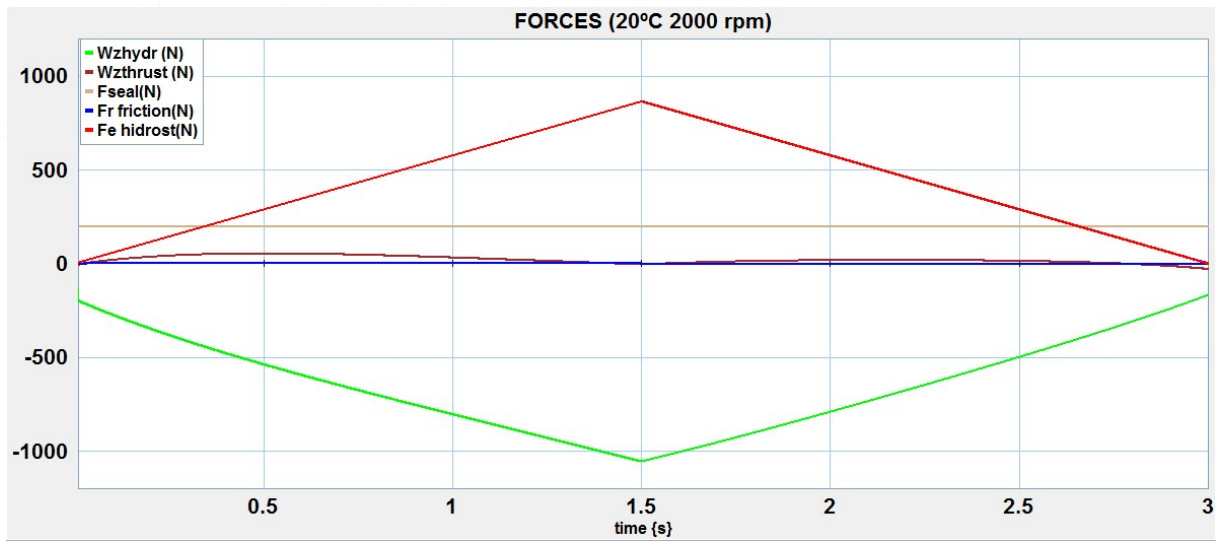


Figura 7-47: Equilibri de forces sobre la placa lateral (20 °C 2000 rpm)

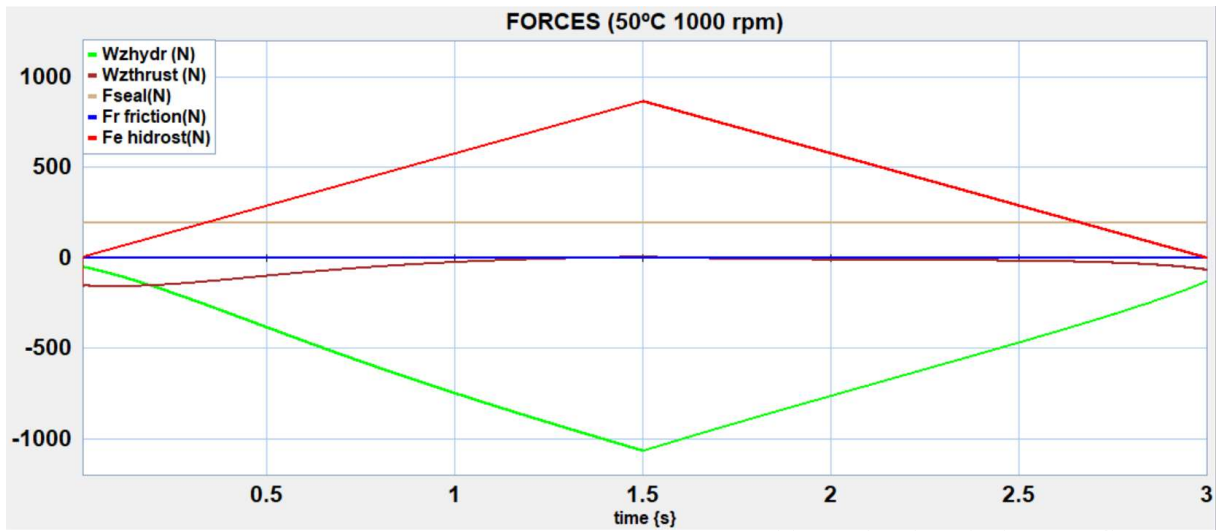


Figura 7-48: Equilibri de forces sobre la placa lateral (50 °C 1000 rpm)

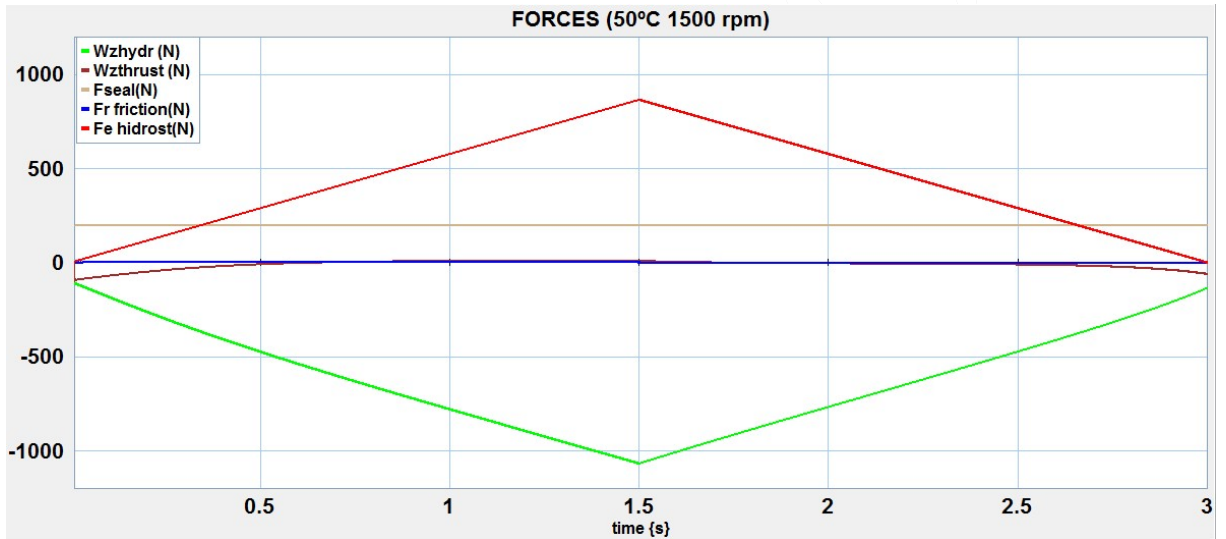


Figura 7-49: Equilibri de forces sobre la placa lateral (50 °C 1500 rpm)

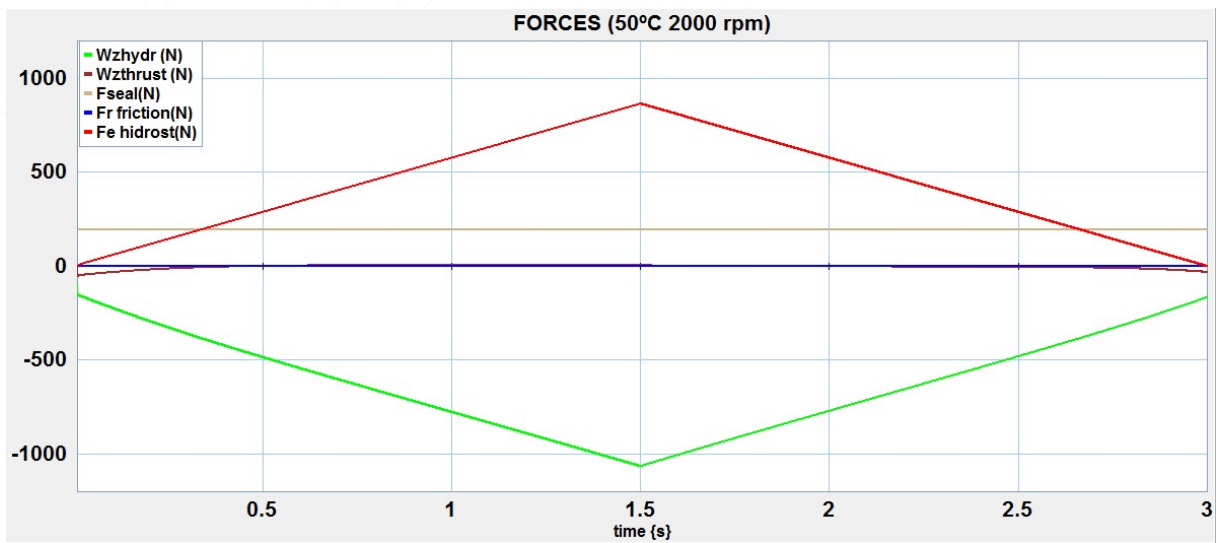


Figura 7-50: Equilibri de forces sobre la placa lateral (50 °C 2000 rpm)

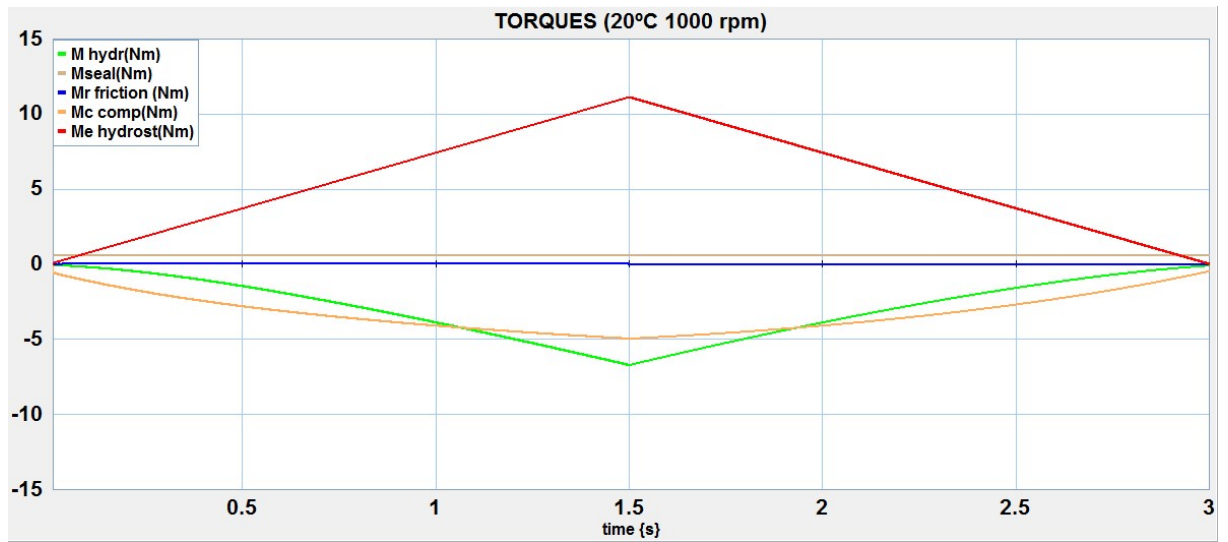


Figura 7-51: Equilibri de moments sobre la placa lateral (20 °C 1000 rpm)

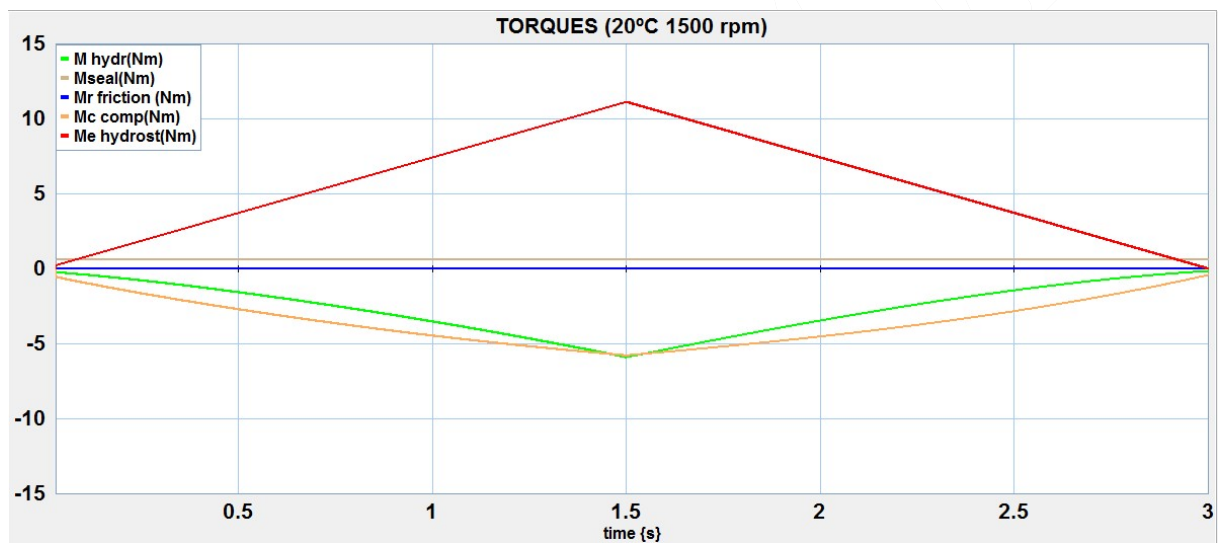


Figura 7-52: Equilibri de moments sobre la placa lateral (20 °C 1500 rpm)

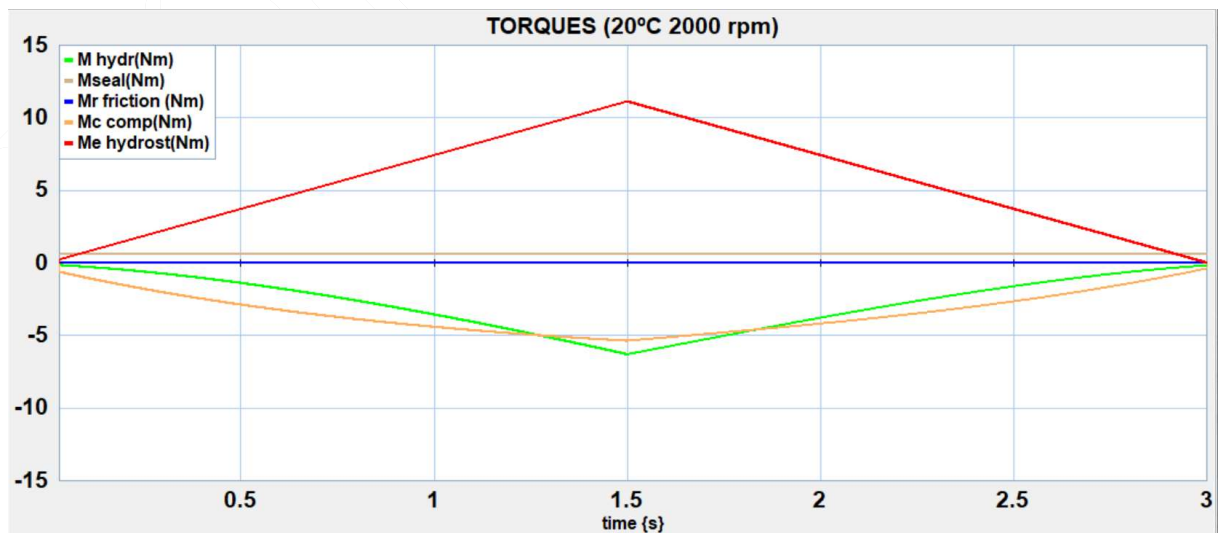


Figura 7-53: Equilibri de moments sobre la placa lateral (20 °C 2000 rpm)

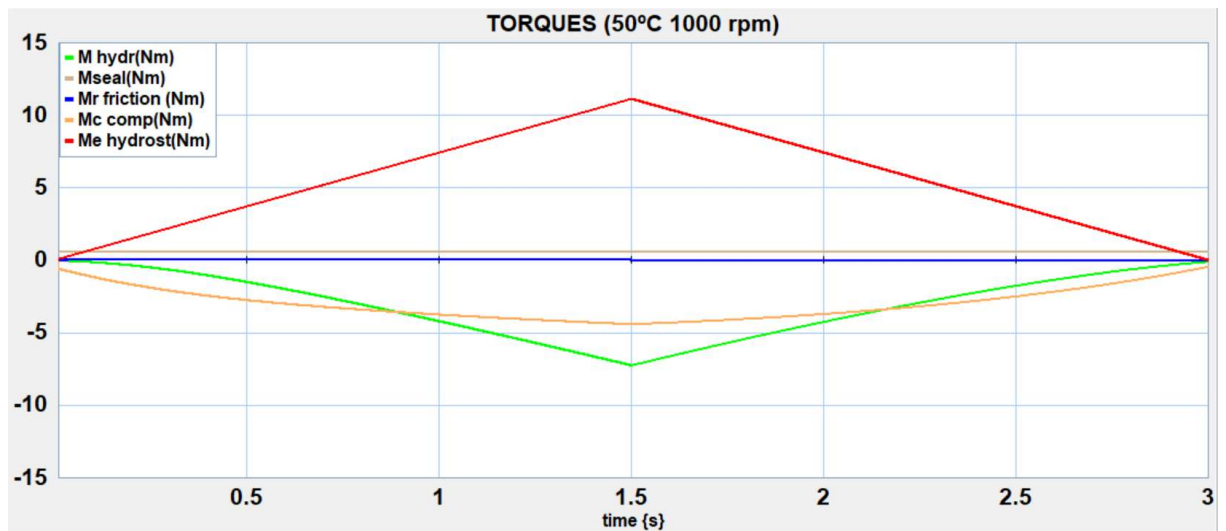


Figura 7-54: Equilibri de moments sobre la placa lateral (50 °C 1000 rpm)

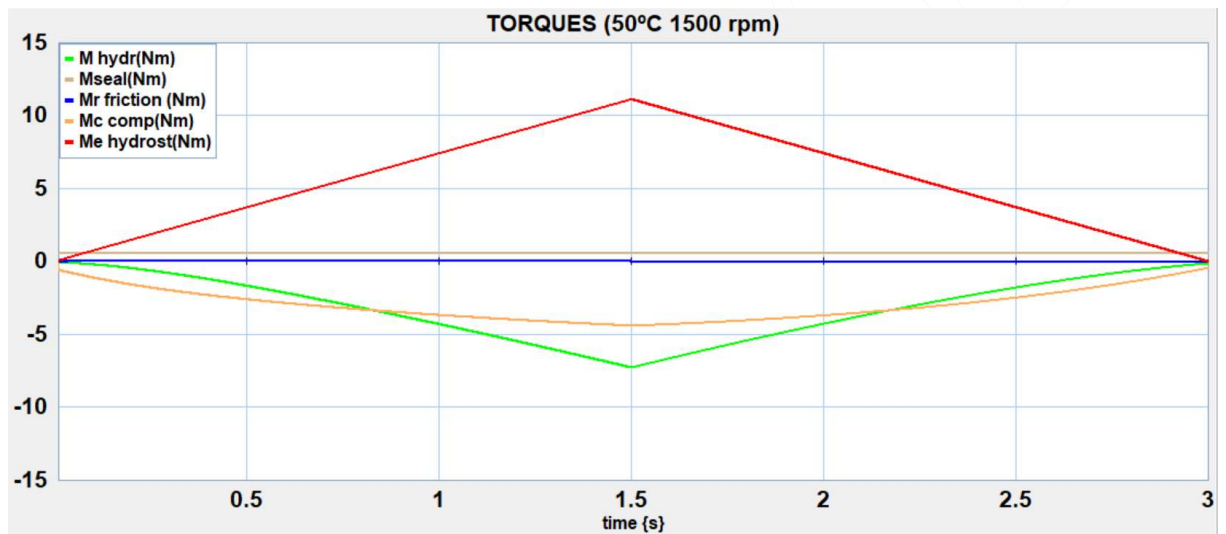


Figura 7-55: Equilibri de moments sobre la placa lateral (50 °C 1500 rpm)

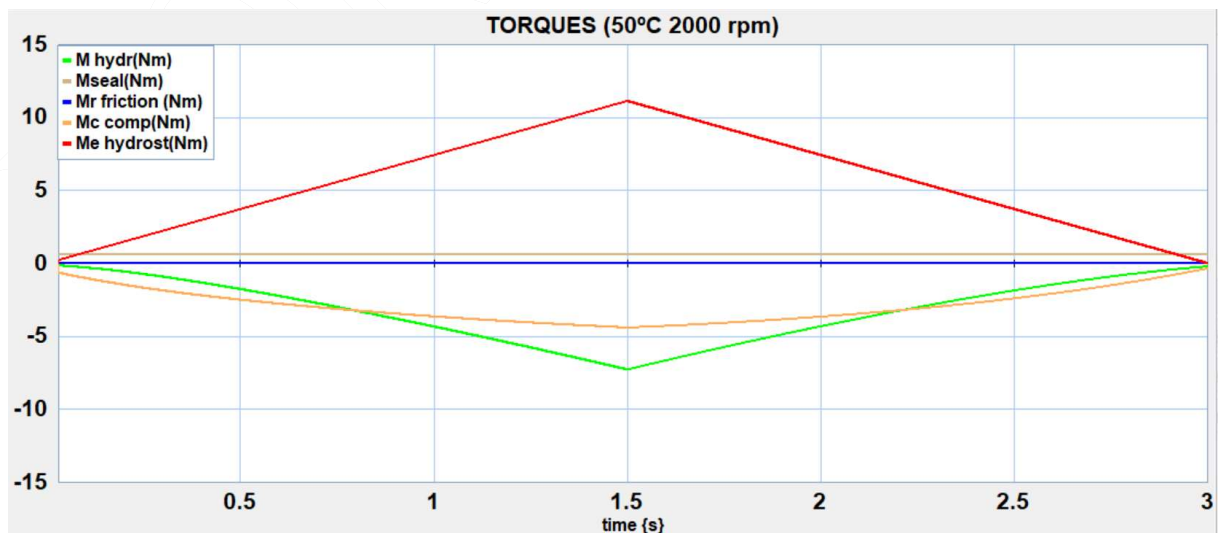


Figura 7-56: Equilibri de moments sobre la placa lateral (50 °C 2000 rpm)



### 7.5.2 Consideracions sobre el factor de forma $K_d$

En la Taula 7-2 es poden apreciar els factors de forma els quals aproximen millor els experiments numèrics als experimentals. Tot i que hi ha una lleugera tendència a la seva disminució a velocitats elevades, la variabilitat important es produeix al variar la temperatura. El valor mig a 20°C és de 0.073, mentre que a 50°C és de 0.22. Això significa que la capacitat sustentadora com coixinet de lliscament és del 7.3% i del 22% de la del coixinet teòric considerat.

COND.OPER.	20°C	50°C
1000 rpm	0.075	0.24
1500 rpm	0.073	0.22
2000 rpm	0.071	0.20

Taula 7-2: Factor de forma  $K_d$  com coixinet de lliscament en funció condicions operatives

El model incorpora la influència de la capacitat sustentadora en funció de la velocitat de gir (Equació 7.77), de la mateixa manera que incorpora els efectes de la viscositat (Equació 7-110). Suposant que aquests darrers estan ben representats, l'única explicació a tal variació del factor de forma és que pel càlcul del increment de la temperatura del oli al interior de la pel·lícula no es compleix la hipòtesis de partida de l'Equació 7.109 , es a dir, que tota la potència dissipada és absorbida pel fluid en condicions adiabàtiques. A la Taula 7-3 es pot apreciar els augment de la temperatura calculats en l'interior de la pel·lícula quan la pressió és la màxima del assaig, o sigui 150 bar.

INCR.TEMP..	20°C	50°C
1000 rpm	2.18°C	0.74°C
1500 rpm	2.03°C	0.68°C
2000 rpm	1.95°C	0.65°C

Taula 7-3: Increment de la temperatura del oli a 150 bar

A la vista del resultats, sembla més adient considerar la hipòtesis de que el factor de forma s'ha de mantenir aproximadament constant. Per tant es realitza l'exercici de mantenir el seu valor constant a 0.22 en totes les modelitzacions, cercant l'increment de temperatura en els experiments a 20°C que fa correspondre els resultats experimentals amb els numèrics. El resultats són els representats a la Taula 7-4

INCR.TEMP..	20°C	50°C
1000 rpm	17°C	0.74°C
1500 rpm	18°C	0.68°C
2000 rpm	19°C	0.65°C

Taula 7-4: Increment de la temperatura del oli mantenint el factor de forma  $K_d=0.23$

Per tant es conclou que tot i que la diferència de temperatura a l'entrada de la bomba difereixi 30°C d'uns experiments als altres, la diferència de temperatura dins de la pel·lícula entre placa lateral i engranatge difereix molt menys. Dit d'una altra manera, quan major és la temperatura del oli a l'aspiració menor és l'increment de temperatura entre les parts mòbils.

### 7.5.3 Consideracions sobre la placa sotmesa a pressió polsant

En aquest cas s’ha introduït en l’arxiu EXPDATA les dades de la pressió polsant obtingudes en el Capítol 5, concretament la senyal del primer transductor a 50 i 100 bar, 35 °C i 70 °C. S’ha representat els resultats en els gràfics des de la Figura 7-57 a la Figura 7-60. L’objectiu d’aquest anàlisi es mostrar fins a quin punt les pulsacions de pressió de la bomba exciten la placa, o bé si aquestes es veuen esmorteïdes fins a ser quasi negligibles com han mostrat els resultats experimentals. Es pot observar que l’esmorteïment de la força hidrodinàmica d’empenta, junt amb la fricció viscosa entre la placa amb la carcassa, ocasionen una pèrdua de guany en el que hauria de ser la transmissió de les pulsacions de pressió a vibracions de la placa. Aquest mecanisme és de suma importància en bombes funcionant en condicions reals, tal i com es mostrarà en el següent capítol, ja que és el que immunitza a la unitat de que un augment sobtat de la pressió de treball no encasti la placa contra l’engranatge. Com més enèrgica és la variació de pressió, més enèrgica és la aparició de la força hidrodinàmica degut a la empenta de la placa contra l’engranatge.

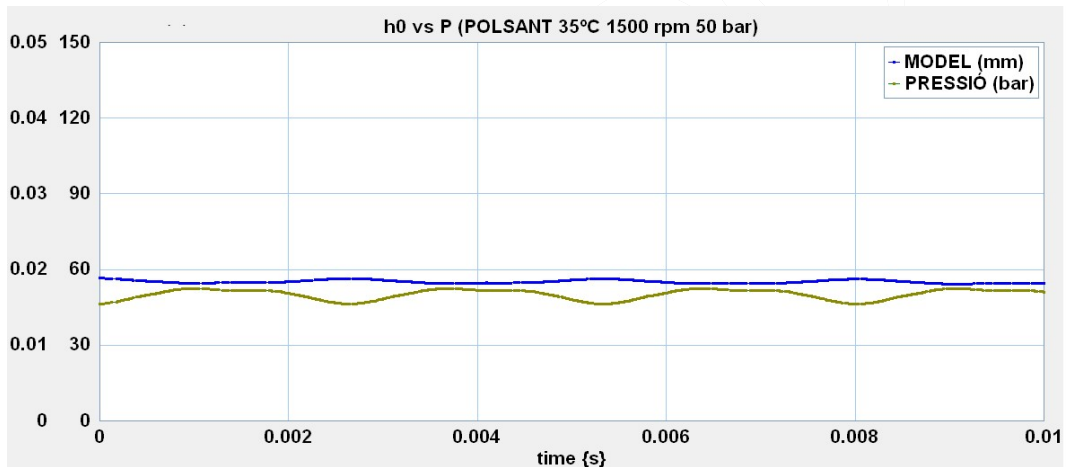


Figura 7-57: Moviment de la placa versus pulsació de pressió (35°C 1500 rpm 50 bar)

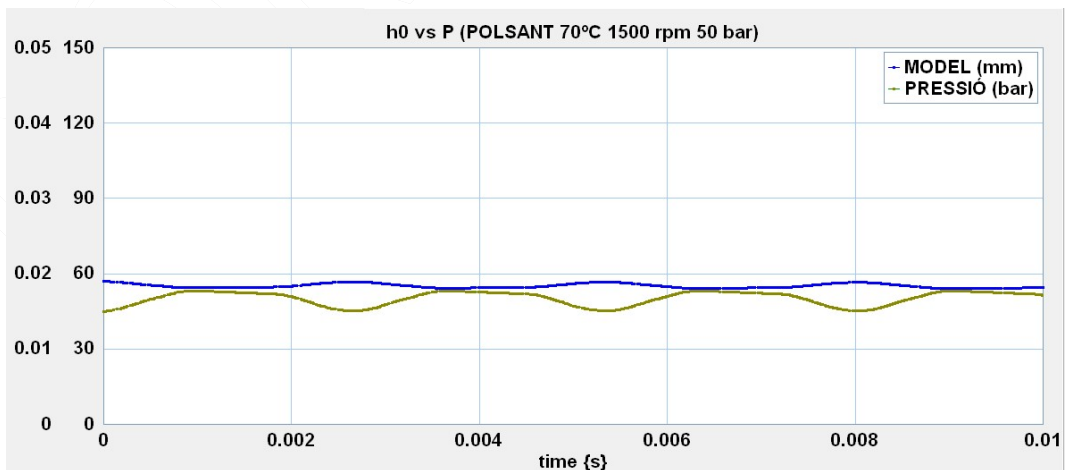


Figura 7-58: Moviment de la placa versus pulsació de pressió (70 °C 1500 rpm 50 bar)

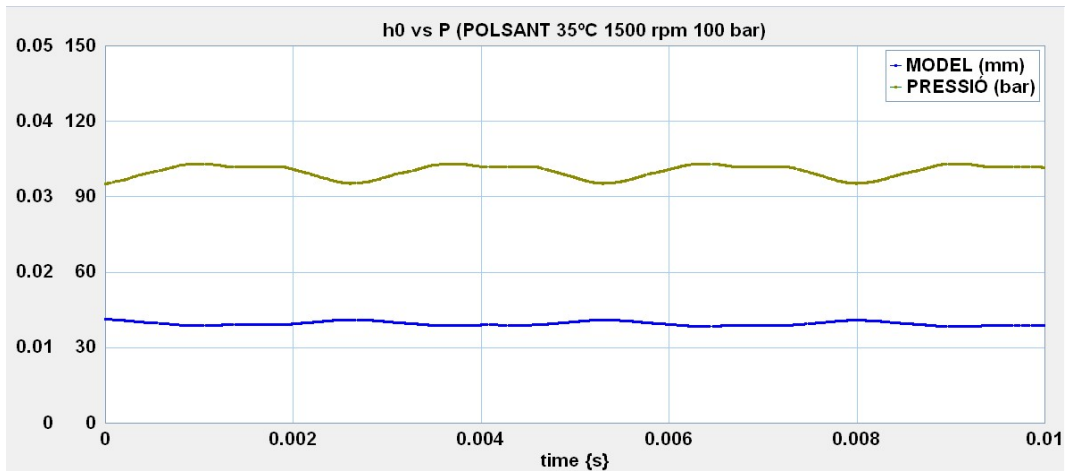


Figura 7-59: Moviment de la placa versus pulsació de pressió (35°C 1500 rpm 100 bar)

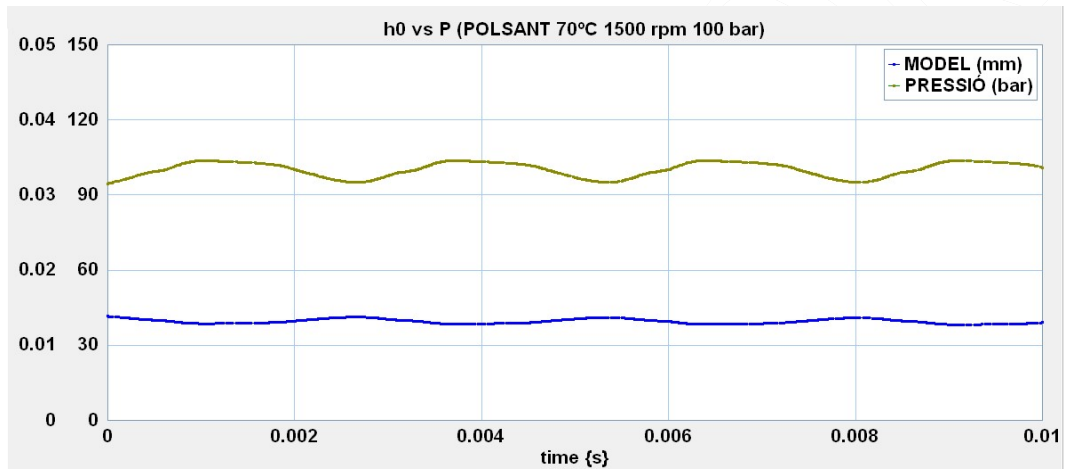


Figura 7-60: Moviment de la placa versus pulsació de pressió (70 °C 1500 rpm 100 bar)

## 7.6 Discussió

S'ha presentat una solució original per a modelitzar la lubricació entre la placa lateral i l'engrenatge que permet la monitorització del seu moviment en temps real al variar les condicions operatives de la bomba. Per a realitzar-ho s'ha estudiat els mecanismes de lubricació que hi intervenen mitjançant la interpretació dels termes de l'equació de Reynolds, i s'han descartat els que no són significatius en el cas que ens ocupa. Per tant, aplicant identificació de paràmetres en base a la teoria dimensional, s'ha considerat la analogia amb la lubricació d'un coixinet de lliscament de cares planes inclinades i la del coixinet d'empenta de cares planes paral·leles. A partir de la solució analítica d'aquests casos, s'ha creat un model de BG amb l'objectiu de fer-lo funcionar conjuntament amb el model de la bomba que es presentarà en el proper capítol i que serveixi d'eina per interpretar el comportament macroscòpic de la bomba. El model ajusta amb precisió, i el que és força significatiu, serveix per mostrar comportaments específics com la histèresis del moviment de placa constatada tant en l'estudi dels rendiments del Capítol 4 com del propi moviment de la placa del Capítol 6. Observar per exemple que en els gràfics de la Figura 7-33 a la Figura 7-39 el valor del espessor mínim a  $P=0$  no és el mateix augmentant la pressió (instant  $t=0$  s) que disminuint (instant  $t=3$  s).

Per la modelització cal la introducció de dos factors de forma. El factor de forma com a coixinet d'empenta té una justificació bàsicament geomètrica, i s'ha deixat fix en tots els assaigs al no disposar d'informació que permeti la seva valoració. Aquest mecanisme de lubricació només actua quan hi ha una velocitat relativa normal entre la placa i l'engranatge, de manera que no condiciona la posició d'equilibri. La Figura 7-61 mostra aquest comportament, observant-se que al inici del moviment hi ha un apropament del centre de la placa al engranatge ( $h_0m$ ) al mateix temps que augmenta la seva inclinació. Aproximadament en el segon 1 (50 bar) s'estabilitza la posició del centre de la placa, disminuint l'espessor mínim ( $h_0$ ) únicament pel efecte de la inclinació. Fins i tot la placa té tendència allunyar el seu centre del engranatge al mateix temps que continua inclinant-se. A partir del segon 2.5 (50 bars despressuritzant), la placa perd inclinació augmentant l'espessor mínim, però l'espessor en el seu centre torna a apropar-se a la placa produint una força de sustentació negativa. Per tant, l'esmoreïment del moviment de placa degut al comportament com coixinet d'empenta es dona quan hi ha canvis de pressió i aquesta no és excessiva, aproximadament per sota dels 100 bar. Per sobre d'aquesta pressió la posició del centre de la placa roman pràcticament constant, variant l'espessor mínim únicament com a conseqüència del canvi de la inclinació. No es requereixen espessors ínfims a altes pressions perquè hi ha una major inclinació, i a baixes pressions la placa està gairebé paral·lela al engranatge. Aquest efecte s'aprecia perfectament en l'evolució de l'alçada de la falca ( $S_h$ ) i l'espessor mínim adimensional ( $H_0$ ) en els gràfics des de la Figura 7-39 a la Figura 7-44.

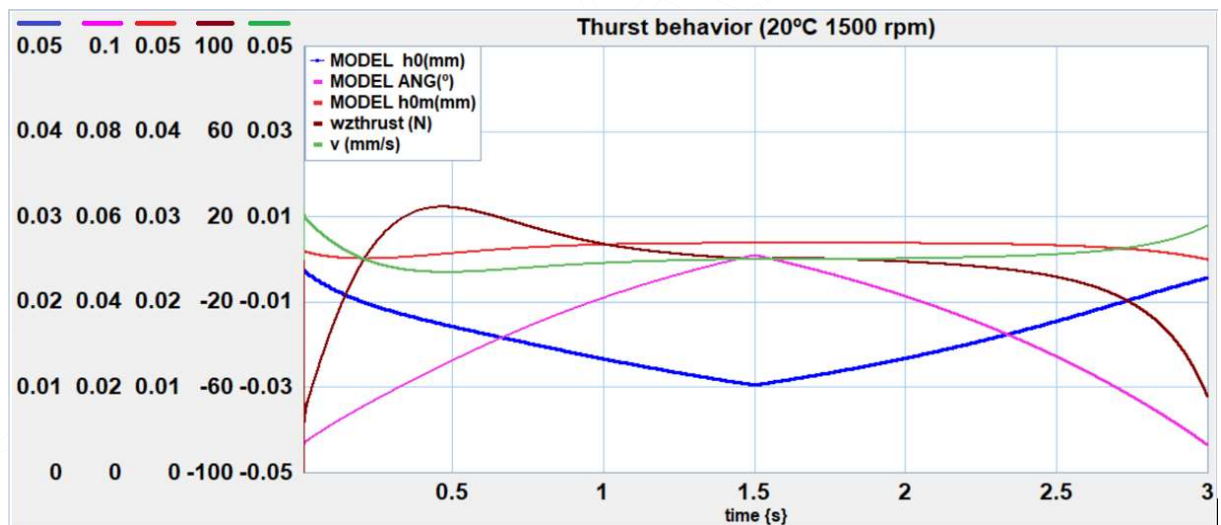


Figura 7-61: Comportament de la força amb coixinet d'empenta (20°C 1500 rpm)

El factor de forma amb coixinet de lliscament presenta un comportament que ha estat difícil de trobar-li una explicació. Valors aproximats de 0.07 (força de sustentació real un 7% de la del coixinet anàleg considerat) es corresponen als resultats dels assaigs a 20°C, mentre que valors de 0.2 ho fan amb els assaigs a 50°C. El model inclou correlacions acurades de la viscositat amb la pressió i el cabal, de manera que aquesta dispersió només pot ser deguda a no conèixer amb exactitud la viscositat en el interior de la pel·lícula, tot i la utilització de l'expressió analítica del coixinet anàleg. El no disposar de dades de temperatura en aquesta zona fa que només sigui una hipòtesis, de manera que alhora d'utilitzar el model en futures simulacions s'utilitzarà el coeficient de forma corresponent a la temperatura de treball. Tot sembla

indicar que l'augment de la temperatura en el l'interior de la pel·lícula és inferior al augment de la temperatura del oli aspirat per la bomba.

És interessant contrastar els resultats amb el gràfic de la Figura 7-25(a), observant-se com una vegada s'ha reduït l'espessor mínim al adquirir pressió la bomba, petites variacions d'aquest comporten augments significatius de la capacitat sustentadora. El fet que l'ordre de magnitud dels espessor mínims adimensionals dels experiments numèrics siguin semblant al gràfic esmentat corroboraria la bondat del model. És remarcable que l'espessor mínim i la força sustentadora com coixinet de lliscament mostren una proporcionalitat destacable, el que significa que la posició d'equilibri està condicionada sense cap dubte per la lubricació del domini placa-engranatge. No succeeix així amb la inclinació de la placa, constatant-se que el parell degut al desplaçament del centre de pressions de la força hidrodinàmica com coixinet de lliscament no pot compensar el moment exercit per les forces hidrostàtiques, de manera que la basculació de la placa ha d'estar limitada pel ajust dels eixos amb els seus corresponents coixinets, rigidesa tinguda en compte en el model segons l'apartat 7.4.1. Aproximadament un 60% de la sustentació a la basculació l'exerceix la força hidrodinàmica, mentre que el 40% la rigidesa del domini coixinet radial-eixos, tal i com es pot apreciar des de la Figura 7-57 a la Figura 7-56. A pressions fins aproximadament 120-140 bar a 20°C i a 70-80 bar a 50°C el moment de sustentació exercit per la rigidesa dels eixos és superior al exercit per la força hidrodinàmica com coixinet de lliscament.

Així doncs, la bondat del model ha quedat confirmada per la bona correlació entre els valors mesurats i simulats del espessor de la pel·lícula en diferents condicions operatives. Addicionalment els resultats són comparables amb els d'altres autors, tot i que cal tenir en compte que les bombes no sempre tenen una mida similar i no s'utilitza el mateix tipus d'oli. L'ordre de magnitud del espessor mínim és aproximadament el mateix (6-12 µm depenent de les condicions d'operació), prenent com referència ens treballs de Borgui, Zardin (62) i Koç i Hooke (110). Ara bé, mentre que en el treball de Borgui i Zardin la placa lateral presentava una inclinació cap a la aspiració, en les proves experimentals i la simulació de la bomba de referència d'aquesta Tesi la inclinació és cap a la impulsió, igual que en els treballs de Koç. Això es fonamental pel bon funcionament del coixinet de lliscament que forma la cara lateral dels engranatge amb la placa, ja que perquè aparegui força sustentadora és necessari una disminució del espessor de pel·lícula en la direcció del moviment, fet que no succeeix si la placa està poc compensada i la inclinació és cap a la aspiració.

De manera similar a les dades experimentals, el model mostra histèresi en el seu comportament. Aquest fenomen també està present en el rendiment volumètric. Tot i que una possible explicació seria atribuir-lo al conegut "stick-slip"<sup>clxix</sup>, es considera una nova explicació. A l'inici del moviment, quan la placa està plana, tendeix a inclinar-se ràpidament al mateix temps que s'apropa en seu centre al engranatge,

---

<sup>clxix</sup> L'efecte "stick-slip" (literalment en anglès, efecte fixat-lliscant) és el moviment de sacsejada espontani que pot ocórrer mentre un objecte està lliscant sobre un altre, degut entre altres factors a la diferència entre els coeficients de fricció estàtic i dinàmic ([https://es.wikipedia.org/wiki/Efecto\\_stick-slip](https://es.wikipedia.org/wiki/Efecto_stick-slip))

com s'ha explicat anteriorment. A partir d'un cert valor de pressió, aquest espessor mínim fins i tot comença a augmentar lleugerament, mentre la placa continua basculant. La velocitat en l'Equació 7.88 és negativa, i la força generada a la pel·lícula lubricant tendeix a fer que la placa s'adhereixi a l'engranatge. El mateix fenomen es produeix quan s'ha arribat a la pressió màxima, i per tant, la inclinació és màxima. Aquesta disminueix a mesura que la placa s'allunya de l'engranatge, el que significa que el seu centre es manté pràcticament estacionari i no es genera cap força a causa del funcionament com coixinet d'empenta fins assolir una pressió de d'uns 50 bar (Veure Figura 7-61). Fins aquesta pressió la placa només es suporta per la força generada com coixinet de lliscament., mantenint l'espessor mig aproximadament constant. Per tant, la inclinació ha de ser una mica més gran i l'espessor mínim una mica més petit. La posició d'equilibri és lleugerament diferent en funció de si la pressió està augmentant o disminuint. Aquest fenomen explicaria el fet<sup>clxx</sup> que quan es produeix una despressurització sobtada de la bomba, hi ha un pic de cabal. La placa flotant, a causa de la histèresi explicada anteriorment, roman enganxada a l'engranatge en lloc de separar-se, reduint substancialment les fuites i augmentant la eficiència volumètrica de la bomba. En qualsevol cas, com mostren Thiagarajan et al. (111), sembla evident també que l'encaix de la placa amb la carcassa genera forces de fricció que produeixen histèresis en el sistema de compensació axial. Aquest és un fenomen que caldria avaluar en futures extensions del BG.

El desenvolupament del model presentat no és possible sense les dades experimentals necessàries per validar-lo, sent aquest el principal handicap de la metodologia duta a terme. En tot cas, es tracta d'una eina ben equilibrada per relacionar la parametrització que caracteritza el funcionament de la bomba (coeficients de pèrdues) amb el seu comportament intern, tal i com es realitzarà en el capítol següent, en condicions reals de treball. Malgrat la utilització de potents simulacions CFD en la literatura recent, el model de Bond Graph presenta els seus avantatges. La integració d'aquest model de la placa dins del de la bomba és sens dubte un dels principals, construint una aplicació capaç de simular simultàniament, amb eines computacionals senzilles i amb temps operatius curts tant el comportament macroscòpic de la bomba com la dels seus components, en aquest cas, la dinàmica de la placa lateral flotant, en llargs cicles de treball.

S'ha esmentat que en la modelització dels assaigs del Capítol 6 és important iniciar la simulació amb un espessor similar al real, ja que si bé els resultats finals no es veuen influenciats, si que ho fa la correlació entre els resultats modelats i mesurats en els primers 0.5 (s) de la simulació. D'aquesta manera, es pot comparar els resultats numèrics amb els reals al llarg de tot el cicle. En tot cas, aquest fet no és limitació per utilitzar aquesta eina en cicles reals de treball com els que es presentaran en el Capítol 8, donat que la durada considerable d'aquests fa menyspreable el temps necessari per que el model s'adeqüi a les condicions inicials. Espessors mínims inicials del ordre de 25 µm fan convergir amb rapidesa la posició en la simulació amb la posició experimental.

---

<sup>clxx</sup> Es mostraran varis exemples d'aquest comportament en el proper el Capítol 8.

## 7.7 Conclusions principals

Entre les principals conclusions d'aquest capítol destaquen:

- S'ha construït una eina senzilla i precisa que permet conèixer el moviment de la placa lateral amb l'objectiu d'interpretar el comportament de la bomba en distints cicles de treball.
- S'ha utilitzat la teoria de l'anàlisi dimensional per a realitzar una analogia de la lubricació en l'espai entre placa i engranatges amb els efectes d'un coixinet de lliscament de cares inclinades més un coixinet d'empenta de cares paral·leles.
- S'han comparat els resultats de la simulació numèrica dels cicles del Capítol 6 amb els experimentals a fi i efecte de validar el model, sent el resultat satisfactori.
- S'ha demostrat que la component polsant de la pressió de treball de la bomba té una influència mínima en el moviment d'aquesta, no fent que aquesta tendeixi a vibrar.
- S'ha demostrat la influència de la força hidrodinàmica com coixinet d'empenta (de magnitud molt menor que la deguda al comportament com coixinet de lliscament) per explicar la histèresis de la posició de la placa així com la enganxada d'aquesta al engranatge.
- S'ha demostrat que possiblement el càlcul de la temperatura de la pel·lícula entre placa i engranatge no sigui del tot exacta, no disposant de mesures experimentals d'aquesta dada per verificar la bondat del model. Una futura línia d'investigació en aquest àmbit hauria de contemplar aquesta experimentació.
- S'ha demostrat que si bé la lubricació hidrodinàmica entre placa i engranatge explica perfectament la posició lineal de la placa, la seva basculació està lligada a la rigidesa que aporta el moviment dels eixos dels engranatges en els seus coixinets hidrodinàmica.

## 8 Funcionament d'una BE en condicions reals i validació de la parametrització.

### 8.1 Introducció

Fins ara s'han presentat una sèrie d'estudis per a caracteritzar una BE de referència, que ens permeten conèixer el seu comportament a partir dels assaigs de laboratori. S'han processat els resultats per obtenir uns paràmetres característics comuns en tota BDVP (parametrització). També s'ha estudiat experimentalment i modelat numèricament el moviment de la placa lateral, donada la seva importància com a principal mecanisme de variació de la impedància pròpia de la bomba en funció de les seves condicions operatives, disposant per tant d'una eina per entendre la relació entre les seves prestacions i els canvis en el seu interior. Amb aquest antecedents, l'autor es fa la següent pregunta. *És suficient la parametrització d'una bomba duta a terme en el laboratori per caracteritzar el seu funcionament en una màquina real?*

Per a respondre a aquesta simple pregunta ha calgut realitzar una important feina experimental i de modelització, la qual ha estat resumida en l'article de Torrent et al. (1), i a la qual es dedica la totalitat d'aquest capítol. A la Figura 8-1 es presenta la metodologia seguida. En primer lloc, a partir de la parametrització duta a terme en el Capítol 4 amb la determinació de  $D$ ,  $C_s$ ,  $C_{st}$ ,  $C_v$ ,  $C_f^{clxxi}$ , es crea un model de bomba capaç de simular el comportament d'aquesta en funció de les seves condicions operatives. Això significa que es pot monitoritzar el cabal a la impulsió i el parell aplicat al eix en funció de la velocitat de gir, la pressió de treball, el tipus d'oli i la temperatura d'aquest. Per a realitzar aquesta tasca s'ha introduït en un model de BG les expressions 4.28 i 4.43, corresponents al cabal i parell respectivament. Altre dades que es poden obtenir del model són el rendiment volumètric EFFVOL (relació entre cabal real i ideal) i mecànic EFFMEC (relació entre el parell ideal i el real). Addicionalment, el model inclou els efectes de la fricció i la compressibilitat del conducte de sortida de la bomba, i per tant, la seva impedància interna  $Z_S$  segons s'ha deduït en l'Apartat 5.3, així com els efectes del sistema oleohidràulic on està instal·lada.

En segon lloc ha calgut monitoritzar experimentalment el comportament de la bomba en condicions reals. Per això s'ha instal·lat la bomba de referència en una màquina d'execució de pilots<sup>clxxii</sup>. Després d'adaptar el circuit hidràulic de la màquina i programar una sèrie de cicles de treball significatius, es monitoritza el comportament volumètric de la bomba.

Posteriorment, es sotmet el model de BG creat a les mateixes condicions operatives, o sigui, simulant exactament els mateixos cicles de treball. La comparació del cabal i rendiment volumètric instantanis

---

<sup>clxxi</sup> Recordatori:  $D$  desplaçament volumètric,  $C_s$  Coeficient de lliscament laminar,  $C_{st}$  Coeficient de lliscament turbulent,  $C_v$  Coeficient de fricció viscosa,  $C_f$  Coeficient de fricció colombiana.

<sup>clxxii</sup> LLAMADA P-140 <https://cm-llamada.es/maquinas/p-140tt-cfa-piling-rig/>. Escollida per la vinculació professional del autor amb l'empresa con responsable de R+D. Màquina de construcció totalment accionada per un sistema oleohidràulic complex..



Funcionament d'una BE en condicions reals i validació de la parametrització.

mesurats en els experiments de camp amb els resultats dels experiments numèrics, sota les mateixes condicions, ens ha de mostrar la bondat del model, i per tant, si la parametrització de la bomba duta a terme en el laboratori es suficient per a caracteritzar el seu funcionament en condicions reals. Donat la impossibilitat d'instal·lar un transductor de parell en l'eix de la bomba en la màquina utilitzada<sup>clxxiii</sup>, únicament s'ha monitoritzat el comportament volumètric, tot i que el que en el model de bomba les pèrdues mecàniques han estat tractades amb el mateix rigor que les volumètriques.

Finalment, el moviment de la placa lateral, conegut al sotmetre el model creat en el Capítol 7 als mateixos cicles de treball, ens ha de servir per a interpretar els resultats i poder avaluar una millora del model final de bomba, a fi i efecte d'incloure comportament específics que no s'han tinguts en compte arran dels assaigs de laboratori.

## 8.2 Model d'un sistema oleohidràulica genèric

A continuació es descriu com a partir del circuit oleohidràulic de la màquina utilitzada, i tenint en compte la modificació realitzada per a instal·lar la bomba de referència, s'arriba al diagrama de BG detallat de la Figura 8-20, amb el qual s'ha simulat el seu comportament mitjançant la utilització del software 20 SIM<sup>clxxiv</sup>.

### 8.2.1 Diagrama de BG d'un circuit

Els diagrames de BG són una molt bona eina per a la simulació de sistemes oleohidràulics, al poder-se tractar aquests habitualment com un model de paràmetres concentrats<sup>clxxv</sup>. El flux d'energia és tractat mitjançant enllaços que connecten distints nusos on es produeix una aportació, dissipació o emmagatzemant d'aquesta<sup>clxxvi</sup>. Notar que en cada enllaç el producte del flux pel esforç ens proporciona la potència transmesa. Per tant, un circuit oleohidràulica pot ser transformat en un diagrama de BG segons es mostra a la Figura 8-2, podent trobar una explicació detallada a De Las Heras i Codina (80). Un motor proporciona potència al sistema con una font de flux modulada (MSf ENGINE), mantenint-se en el nostre cas constant la velocitat de gir de la bomba en tot el cicle de treball<sup>clxxvii</sup>. L'enllaç de sortida conté la velocitat angular i el parell transmesos pel acoblament entre motor i bomba, mentre que en el nus 1 (FRICCIÓ), el flux (velocitat angular) és constant en tots els enllaços i la suma dels esforços (moments) és nul·la. Com esforços resistius es considera la fricció viscosa i la colombiana, representats a la Figura 8-2(b) mitjançant una fricció

---

<sup>clxxiii</sup> Tant per la dificultat de l'adaptació mecànica com a que es tractava d'una màquina per a ser comercialitzada i no se li podien realitzar modificacions d'aquesta mena.

<sup>clxxiv</sup> Veure Annex D, Apartat 10.4.3

<sup>clxxv</sup> Degut a que les longituds característiques estan per sota de les longituds d'ona de les pulsacions de pressió i de cabal. En general, un model de paràmetres concentrats és un mètode que simplifica l'anàlisi d'un sistema real espacialment distribuït, mitjançant la creació d'una topologia d'elements discrets que aproximen el seu comportament sota certes restriccions. Matemàticament parlant serveix per reduir les equacions en derivades parcials espacials i temporals del sistema a un conjunt d'equacions diferencials ordinàries amb un nombre finit de paràmetres, del que podem obtenir una solució molt més fàcilment. El BG és una eina que permet establir aquest conjunt de equacions diferencials.

<sup>clxxvi</sup> Veure Annex D, Apartat 10.4

<sup>clxxvii</sup> El model està preparat per a que sigui variable. La mida petita de la bomba enfront el potent motor de la màquina fa que la velocitat es mantingui constant una vegada ha estat seleccionada pel operador, per molt que augmenti la pressió de treball.

Funcionament d'una BE en condicions reals i validació de la parametrització.

en l'eix. Aquest nus és representatiu de la Equació 4.43, tal i com s'aprecia a la Figura 8-1, i per tant, la relació entre els esforços dels enllaços de sortida i d'entrada ens proporciona el rendiment mecànic de la unitat, calculat en el bloc EFFMEC.

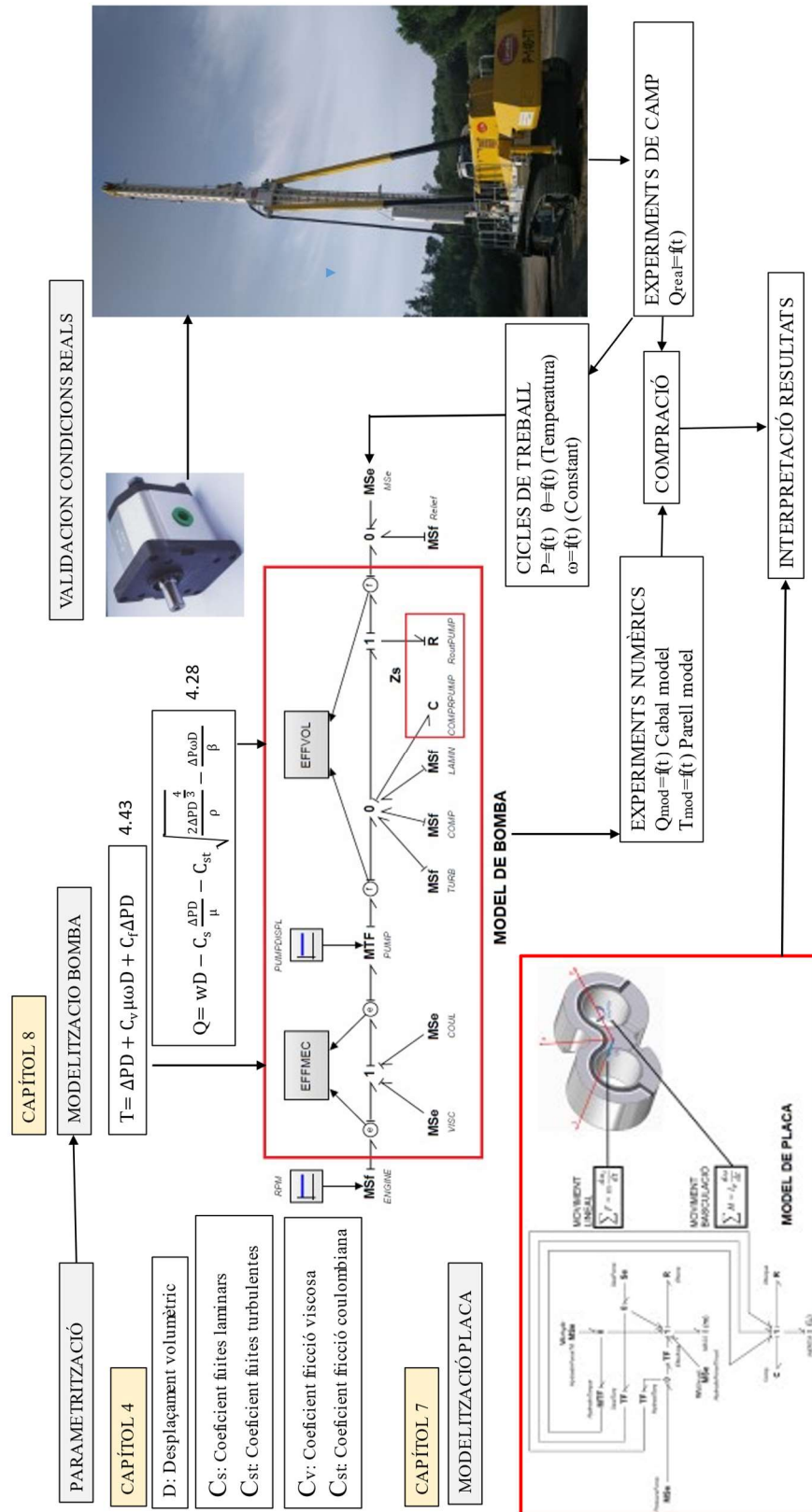


Figura 8-1: Organigrama tasques per validació en condicions reals del model de bomba

De manera similar s'introdueixen les fuites internes de la bomba, avaluades mitjançant l'Equació 4.28 en el nus 0, on la suma de fluxos (cabals) és nul·la, i els esforços en tots els enllaços és constant (pressió). El cabal d'entrada és positiu, sent aquest el cabal ideal de la bomba, o sigui, el producte de la velocitat angular (RPM) pel desplaçament volumètric (PUMPDISPL). La seva determinació es realitza a través d'un element transformador de mòdul igual al desplaçament volumètric experimental determinat en el Capítol 4, on es transforma de manera ideal la potència mecànica (producte de moment per velocitat angular) en potència hidràulica (producte de pressió per cabal). Els cabals de sortida del nus 0 són el cabal impulsat per la bomba i les fuites des de la impulsió a l'aspiració, representats a la Figura 8-2 mitjançant un estrangulament que les comunica. Aquest nus és representatiu de l'Equació 4.28, tal i com s'aprecia a la Figura 8-1, i per tant, la relació entre el flux en el enllaç de sortida i el d'entrada proporciona el rendiment volumètric de la unitat. Aquest ha estat calculat en els blocs MODEFFVOLUM i REALEFFVOLUM, segons s'hagi pres el cabal simulat amb el model o el mesurat respectivament. Per tant, la bomba ha estat representada con una font de flux no ideal, podent-se avaluar en el model les pèrdues de potència per fricció i per fuites. A partir d'aquest esquelet, ja es poden introduir en el diagrama totes les particularitats descrites en el Capítol 4, com per exemple les diferents naturaleses de les friccions i de les fuites.

Per a finalitzar la introducció del diagrama oleohidràulic bàsic de la Figura 8-2 en el diagrama de BG cal caracteritzar la impedància de la vàlvula limitadora de pressió i la del sistema associat. Referent a la primera, només entra en acció quan s'assoleix la seva pressió de taratge, evacuant el cabal sortint de la bomba. Tot i l'existència en la bibliografia esmentada de models de BG molt detallats de limitadora<sup>elxxviii</sup>, es pot simplement introduir la seva característica mitjançant una font de cabal modulada MSf VLP, alimentada per un bloc amb la funció cabal versus pressió de les especificacions tècniques aportades per el fabricant.

Pel que fa al sistema oleohidràulic associat, hi ha dues opcions per representar-lo. O bé desenvolupar un submodel teòric en BG d'aquesta part del sistema, o implementar una base de dades experimental de la evolució temporal de las variables físiques que defineixen el seu comportament real. Cal tenir en compte que per molt acurada que fos la modelització per BG, caldria fer una validació del submodel en base a les dades experimentals disponibles de l'evolució temporal de les variables físiques corresponents. Donat que una simulació d'aquestes característiques no és l'objectiu d'aquest capítol, s'ha optat per transferir directament la base de dades experimental EXPDATA a una font d'esforç modulada MSeSYSTEM, similar al utilitzat en el model de placa del Capítol 7. Inclou en aquest cas la pressió de treball, la temperatura del oli i el cabal real en funció del temps. Per tant, monitoritzant el flux entrant en la font modulada d'esforç MSe SYSTEM, es coneix el cabal subministrat pel model de bomba al mateix temps que es disposa del cabal real per a realitzar la corresponent comparació.

---

<sup>elxxviii</sup> Per exemple els desenvolupats per Rivas J.R. (133) en el Capítol 5 de la seva Tesi Doctoral

Un cop mostrada la conversió bàsica de sistema oleohidràulic a diagrama de BG, es procedeix a entrar en el detall de la modelització de les pèrdues en el flux d'energia des del eix de la bomba fins al sistema acoblat, així com en les particularitats dels components utilitzats en l'assemblatge de la bomba de referència a la màquina. El cabal mesurat no ha estat possible determinar-lo just a la sortida de la bomba, degut a la impossibilitat d'instal·lar el cabalímetre en aquest espai, ja que penjar una massa considerable en un conjunt vibrant sobre esmorteïdors elàstics, com és el conjunt de motor dièsel i bombes, no era del tot aconsellable. Per tant, en el model senzill mostrat a la Figura 8-2 ha calgut introduir les característiques del tub d'unió del cabalímetre amb la bomba. De la mateixa manera, el sistema inclou una longitud de tub considerable per conduir el cabal a la entrada del distribuïdor de la màquina, el qual també ha estat introduït en el model. I respecte la bomba, les pèrdues mecàniques FRICCIO i les pèrdues volumètriques FUITES han estat detallades segons la seva naturalesa. Per tant, el diagrama de BG definitiu mostrat a la Figura 8-20 requereix una explicació de com s'arriba a la seva representació, tant pel que fa a l'explicació de màquina utilitzada com del model de bomba.

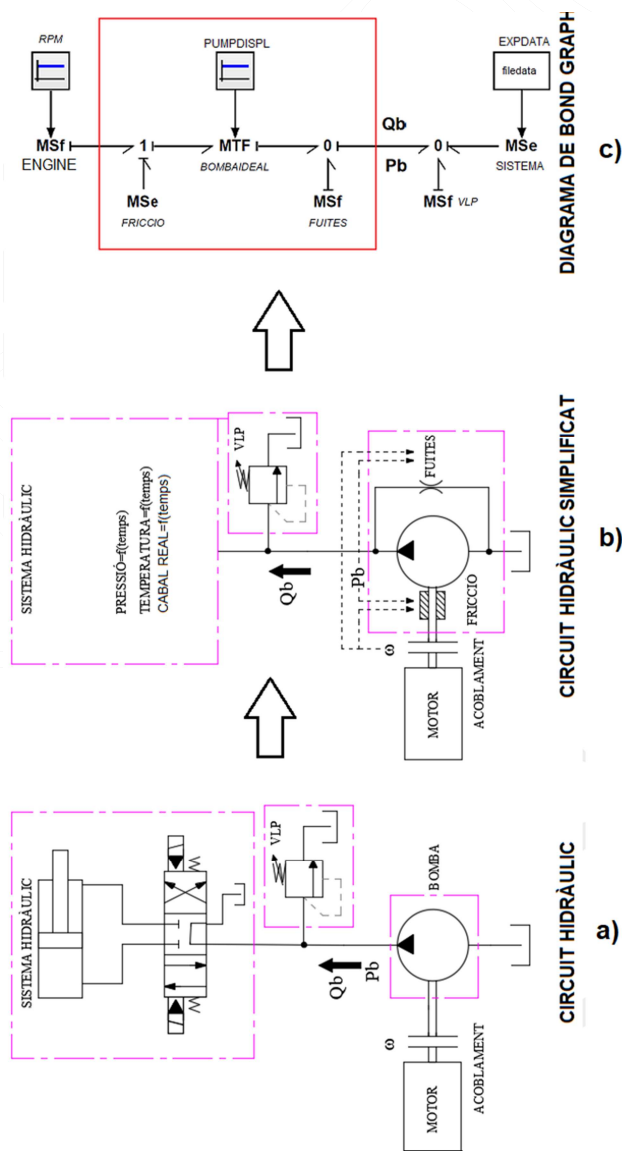


Figura 8-2: Diagrama de Bond Graph a partir d'un circuit hidràulic bàsic

## 8.2.2 Màquina a on s'instal·la la bomba

La màquina utilitzada ha estat un equip d'execució de pilots fabricada per “Construcciones Mecánicas LLAMADA”<sup>clxxxix</sup>, tipus P-140, la qual es pot observar a la Figura 8-3. Els detalls bàsics per entendre l'adaptació de la bomba de referència i la seva representació en el model del sistema de la Figura 8-20 es descriuen a continuació.

### 8.2.2.1 Descripció de la màquina

Es tracta d'un equip de perforació de funcionament totalment oleohidràulica, l'esquema del qual es representat a la Figura 8-5. Aquest està accionat amb un motor dièsel de 345 kW, el qual disposa de dos sistemes principals d'altres prestacions. Un circuit obert alimentat per una bomba de pistons de desplaçament variable<sup>clxxx</sup> tipus Load Sensing (LS)<sup>clxxxi</sup> pels moviments de les erugues, els cabrestants i els auxiliars, i un circuit tancat<sup>clxxxii</sup> per la taula de rotació. En ambdós casos la bomba és de 210 cm<sup>3</sup> i pressió màxima de 350 bar, amb un cabal aproximat de 400 lpm. A part, es disposa d'un circuit auxiliar amb una bomba d'engranatges de 43 cm<sup>3</sup> per a la filtració i refrigeració del sistema. No ve al cas explicar la operativa d'una màquina d'aquest tipus, podent-se en tot cas trobar un bon resum a Gonet et al. (112). La Figura 8-4 mostra les parts característiques d'una màquina d'aquesta mena, havent-se encerclat en vermell els moviments que s'estudiaran. Aquests són el JIB (antena del cable del cabrestant auxiliar) i el peu de torre (suport de la part frontal de la màquina quan el cabrestant principal estira la barrina per extreure-la del sòl, per evitar que la màquina basculi cap endavant).

El mode de funcionament de la màquina consisteix en regular el règim de gir del motor dièsel, i posteriorment, fer tot el cicle de treball a velocitat constant. Aquest pot funcionar entre 800 i 2000 rpm, acoblant-se les bombes al seu volant mitjançant una caixa d'engranatges<sup>clxxxiii</sup> amb una relació de transmissió 1:1. D'aquesta manera, la velocitat de les bombes és la mateixa que la del dièsel. L'operador des de la cabina estableix el règim de gir del motor en funció dels moviments a realitzar. Per exemple, quan es procedeix a perforar o a desplaçar-se per l'obra i es requereix màxim cabal, la velocitat és propera a 2000 rpm, mentre que quan s'han de realitzar moviments auxiliars de poc cabal, s'acostuma a funcionar a baixes velocitats per a minimitzar el soroll generat. El maquinista selecciona el moviment a realitzar des de els polsadors dels tres *joysticks* de la cabina, controlant la direcció i el cabal del actuador corresponent inclinant la maneta més o menys endavant o endarrere.

---

<sup>clxxxix</sup> <https://cm-llamada.es/>

<sup>clxxx</sup> LINDE HPR210 [https://www.linde-hydraulics.com/wp-content/uploads/Linde\\_HPR\\_02\\_Datasheet.pdf](https://www.linde-hydraulics.com/wp-content/uploads/Linde_HPR_02_Datasheet.pdf)

<sup>clxxxi</sup> S'anomena d'aquesta manera degut a que a la bomba li arriba una línia sensora LS de la pressió màxima de treball del sistema, de manera que adapta el seu cabal per mantenir constant la diferència de pressió entre la sortida de la bomba i la línia LS. En el cas que entre aquests dos punts hi hagi un regulador de cabal, el cabal només dependrà de la secció de pas, al ser la caiguda de pressió constant. La bomba treballarà amb el cabal necessari a una pressió lleugerament superior de la del actuador, En el cas de la LLAMADA P140 aquest “stand-by” és de 28 bar. En el cas de moviments simultanis el sistema agafa complexitat, podent apreciar-se un bon exemple didàctic en el portal LunchBoxSessions <https://www.youtube.com/watch?v=JOPDCCtoHII>

<sup>clxxxii</sup> LINDE HPV210 [https://www.linde-hydraulics.com/wp-content/uploads/HPV\\_02\\_VariablePump\\_en.pdf](https://www.linde-hydraulics.com/wp-content/uploads/HPV_02_VariablePump_en.pdf)

<sup>clxxxiii</sup> TWIN DISC AM450 <https://twindisc.com/products/am450/>

Funcionament d'una BE en condicions reals i validació de la parametrització.

Pel que fa al sistema LS, que al cap i la fi és el que ens interessa en aquesta Tesi, un distribuïdor proporcional compensat<sup>elxxxiv</sup> permet accionar fins setze moviments. Cadascú té un cabal màxim definit pel carret calibrat del corresponent element del distribuïdor, i una pressió de treball màxima segons el taratge de les vàlvules limitadora de pressió de la línia sensora del element corresponent. El cabal depèn doncs únicament de la posició del carret, la qual és controlada pel operador des de la cabina accionant els *joystics*, sent el cabal lliurat per la bomba la suma dels cabals de tots els actuadors.

Per tant, per a realitzar els moviments auxiliars amb la bomba que es desitja assajar cal realitzar una modificació del distribuïdor de la màquina per a convertir-lo de centre tancat (apte per treballar amb bombes de desplaçament variable LS) a centre obert (apte per treballar amb bombes de desplaçament fix). Aquesta operació és simple de realitzar si es coneix el distribuïdor utilitzat, havent de canviar únicament alguns components de la tapa d'entrada del distribuïdor oleohidràulic.



Figura 8-3: Màquina d'execució de pilots LLAMADA P140

<sup>elxxxiv</sup> WALVOIL DPC200 [https://www.walvoil.com/allegati/catalogo/D1WWED02\\_US.pdf](https://www.walvoil.com/allegati/catalogo/D1WWED02_US.pdf) per moviments de més de 100 lpm (erugues, elevador i cabrestants) i WALVOIL DPX100 [https://www.walvoil.com/allegati/catalogo/D1WWED01\\_ENG.pdf](https://www.walvoil.com/allegati/catalogo/D1WWED01_ENG.pdf) per moviments de menys de 100 lpm (posicionadors, peus de la plataforma, peu de torre, mordassa, JIB, etc...)

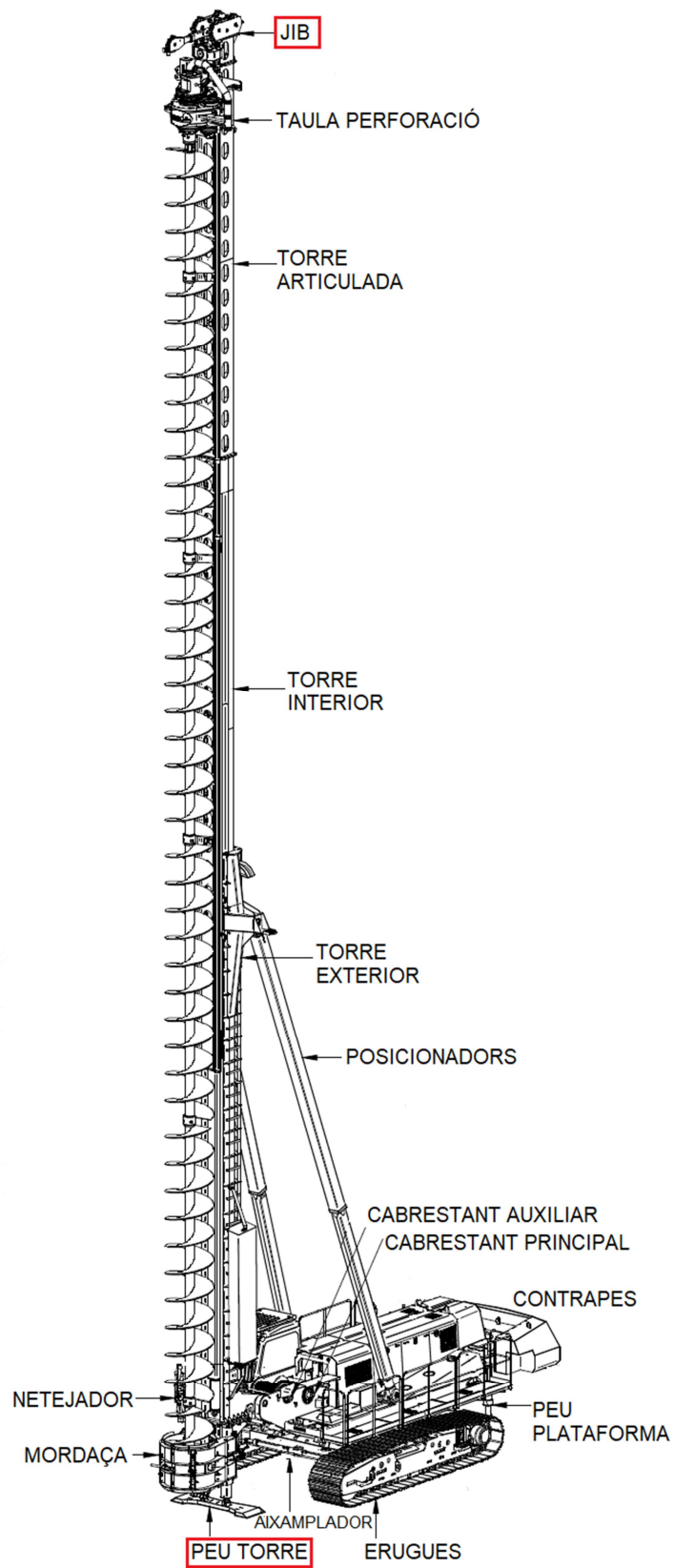


Figura 8-4: Esquema d'una màquina d'execució de pilots.  
(Moviments estudiats encerclats en vermell. Font: LLAMADA S.L.)



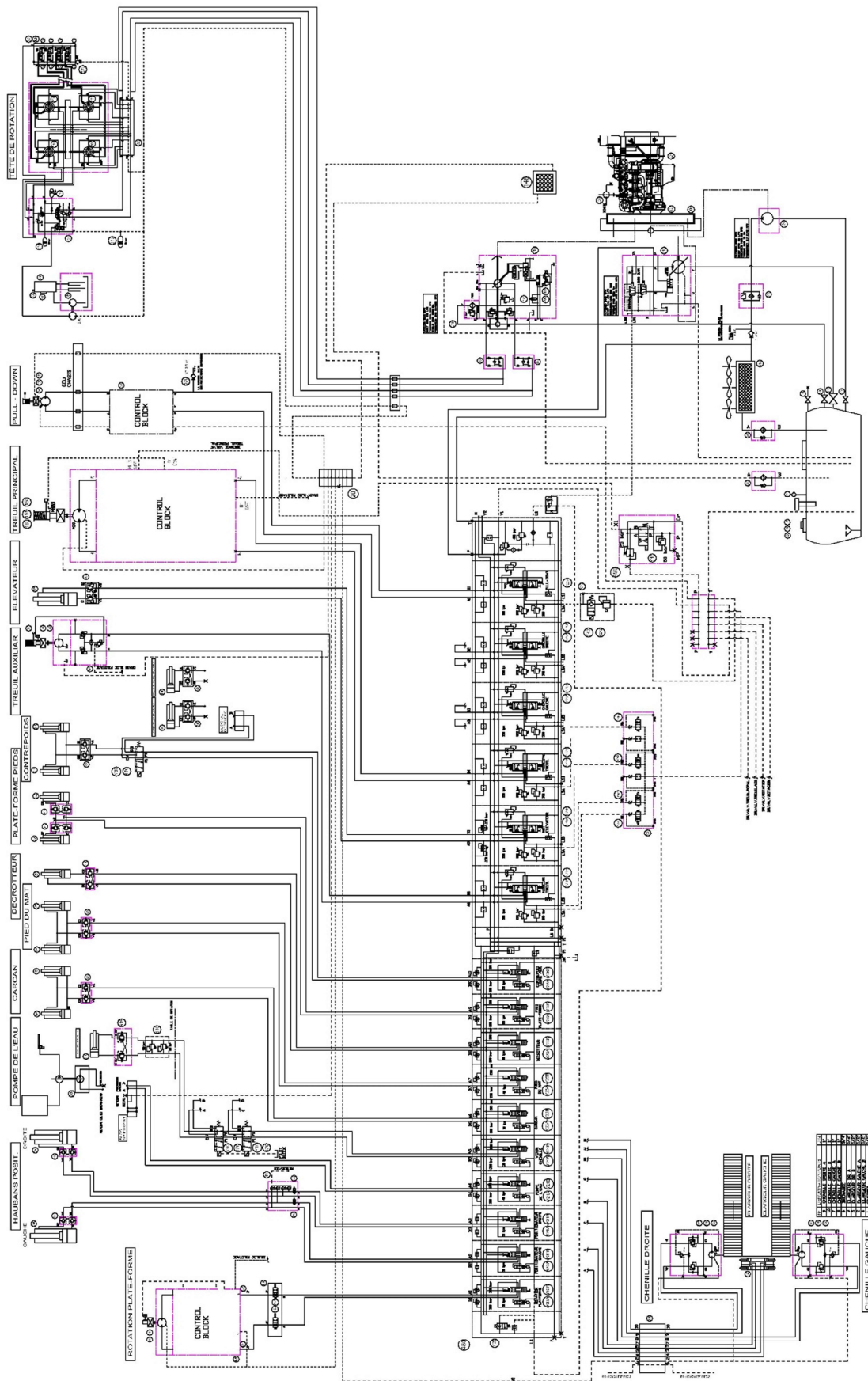


Figura 8-5: Esquema hidràulic complet LLAMADA P140

(Font: LLAMADA S.L.)



### 8.2.2.2 Adaptació de la bomba

La bomba d'engranatges assajada s'ha acoblat a la tapa posterior de la bomba principal del circuit obert HPR210, la qual ja està predisposada per acoblar una bomba auxiliar, com es pot apreciar a la Figura 8-7. S'ha hagut d'instal·lar una bomba amb eix estriat SAE J498B de 9 dents 16/32 pith i brida SAE-A, en lloc de la testejada en el laboratori, que al estar acoblada a un motor elèctric, disposava d'un eix cònic UNI 5589 i brida europea, sent aquesta l'única diferència entre ambdues<sup>clxxxv</sup>. Per aconseguir que la HPR 210 no subministri cabal al sistema, s'ha despressuritzat la seva entrada de la línia LS i s'ha regulat el taratge del compensador de cabal (*stand-by*<sup>clxxxvi</sup>) a un valor mínim de 11 bar, per sota de pressió mínima de treball del sistema (taratge del compensador de cabal del distribuïdor 13 bar), tal com es pot apreciar en el circuit oleohidràulic de la Figura 8-8. El cabal de la HPR 210 no pot passar pel antiretorn situat a la seva sortida, al ser la pressió aigües amunt inferior a la d'aigües avall. La línia de pressió de la bomba d'engranatges es connecta després del antiretorn, i per tant, el cabal d'entrada al distribuïdor principal només pot provenir de la bomba assajada.

Per a convertir el distribuïdor de la màquina a configuració de centre obert, s'ha muntat el kit de conversió corresponent a la tapa d'entrada, tal i com es pot apreciar a la Figura 8-9. Bàsicament es tracta de portar la línia LS interna del distribuïdor al compensador de la tapa d'entrada en lloc del compensador de cabal de la bomba HPR 210. Per tant, el sistema es comportarà com un regulador de cabal compensat de 3 vies, on la pèrdua de pressió en cada element ve determinat pel taratge de la molla del compensador de la tapa d'entrada (13 bar) i el cabal només depèn de la obertura de cada carret. Addicionalment, cadascun dels elements del distribuïdor incorpora un compensador per mantenir constant la caiguda de pressió en el carret en el cas de moviments simultanis, en aquest cas 7 bar. Finalment, la instrumentació utilitzada ha estat l'equip PARKER Serviceman Plus<sup>clxxxvii</sup>, especialment dissenyat per a adquisició de dades oleohidràuliques en proves de camp. S'ha utilitzat un transductor de pressió amb una precisió  $\pm 0,25\%$  i un cabalímetre amb una precisió  $\pm 1\%$  juntament amb el programari PARKER de tractament de dades SensoWin 7.1. La ubicació de la instrumentació es pot apreciar a la Figura 8-6 (transductor de pressió i adquisició de dades) i Figura 8-7 (cabalímetre).

Observant la Figura 8-8, el circuit oleohidràulic definitiu consta de la pròpia bomba (secció 1), el tub entre la bomba i el cabalímetre (secció 2), el tub entre aquest i l'entrada del distribuïdor principal a on es pren la pressió de treball (secció 3) i la vàlvula limitadora del distribuïdor (secció 4). Les tres primeres seccions tenen definit el diàmetre interior del tub i la seva longitud. A la secció 1 aquestes dades estan

---

<sup>clxxxv</sup> La bomba assajada en laboratori era gir a dretes, mentre que la instal·lada en la màquina era gir a esquerres. El model concret de la utilitzada en la màquina LLAMADA P140 ha estat ROQUET 1L22LG09R ([https://www.roquetgroup.com/baixades/bombas-pumps\\_1\\_-\\_bi.02.03.03-07.171.pdf](https://www.roquetgroup.com/baixades/bombas-pumps_1_-_bi.02.03.03-07.171.pdf)). Així mateix, la bomba utilitzada en els assaigs de laboratori va ser destruïda al realitzar els assaigs corresponents del Capítol 6, degut a que va caldre inserir les varetes.

<sup>clxxxvi</sup> La bomba regula el seu cabal per tal de mantenir la diferència de pressió entre la impulsió i la línia sensora igual a aquest valor. Si la línia sensora està despressuritzada, la pressió a la impulsió és igual a la *stand-by*, el qual s'ha passat dels 28 bar de la màquina amb operativa normal als 11 bar per a realitzar la modificació del circuit.

<sup>clxxxvii</sup> <https://www.parker.com/parkerimages/Parker.com/Countries-2011/Spain/Literatura/Serviceman%20Plus%20ES.pdf>

Funcionament d'una BE en condicions reals i validació de la parametrització.

referenciades al conducte de sortida de la carcassa de bomba. La limitadora de pressió està definida mitjançant la corba característica obtinguda del catàleg del distribuïdor. Per tant, és a l'extrem d'aquest sistema en el qual hem d'introduir la pressió de treball, ja que és a la tapa d'entrada del distribuïdor a on s'ha instal·lat el transductor de pressió per monitoritzar els cicles de treball reals.



Figura 8-6: Ubicació de la instrumentació en les proves de camp

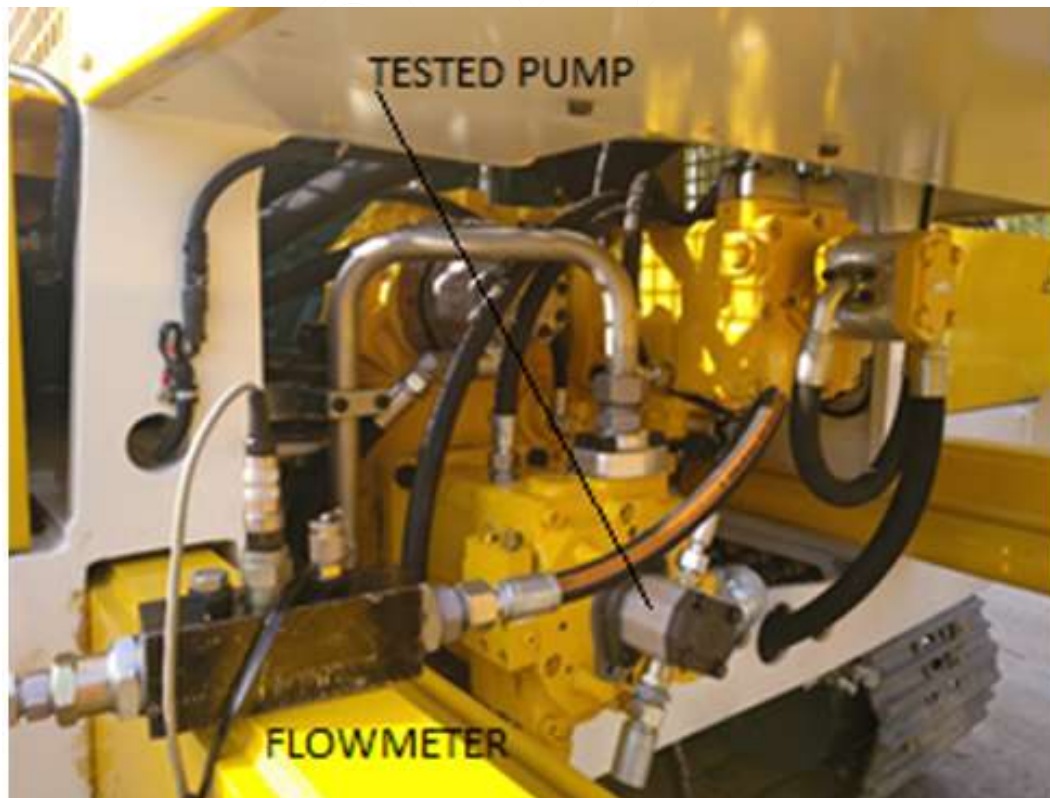


Figura 8-7: Acoblament de la bomba de referència a la màquina LLAMADA P140

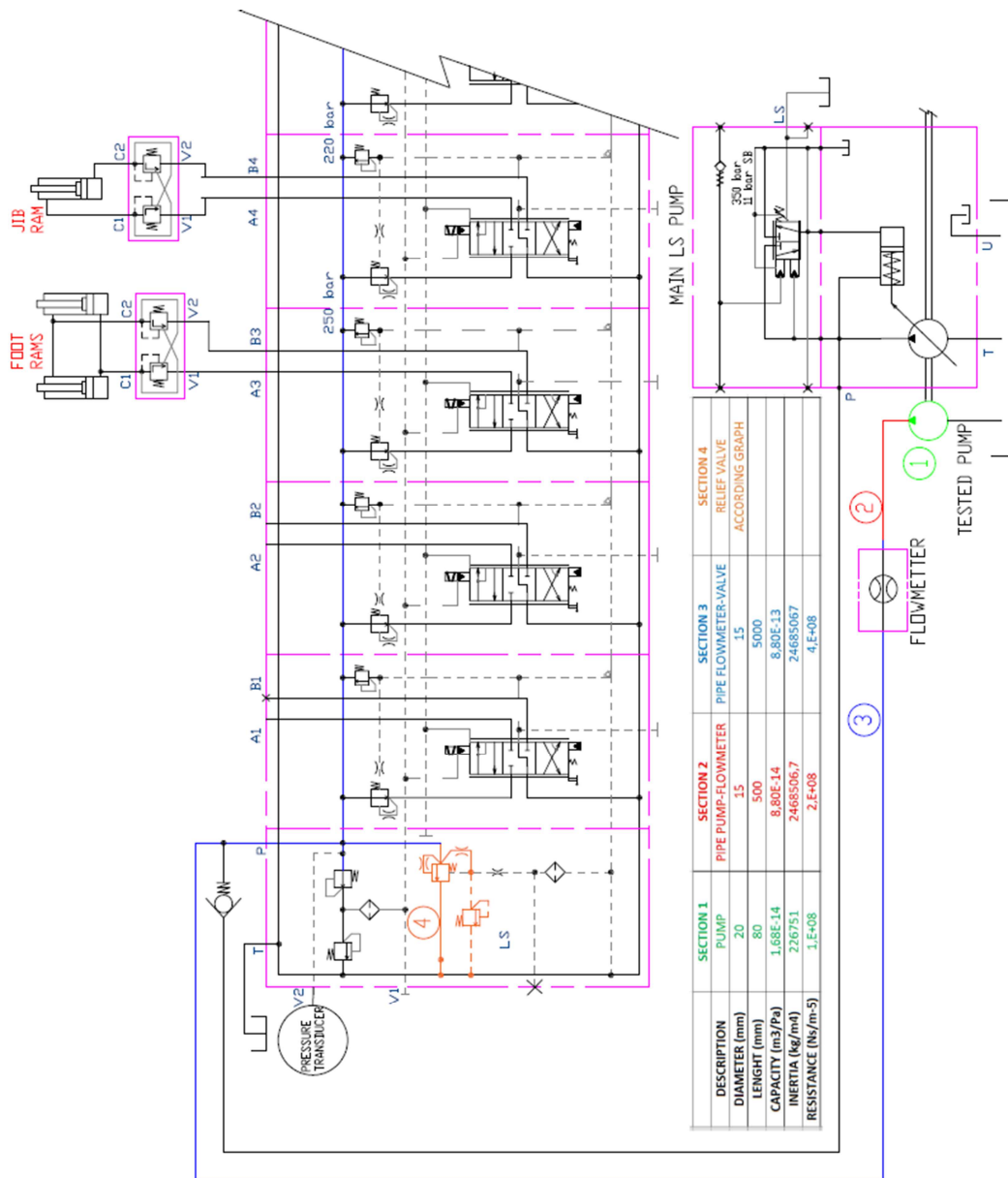


Figura 8-8: Adaptació del circuit de la màquina i seccions característiques

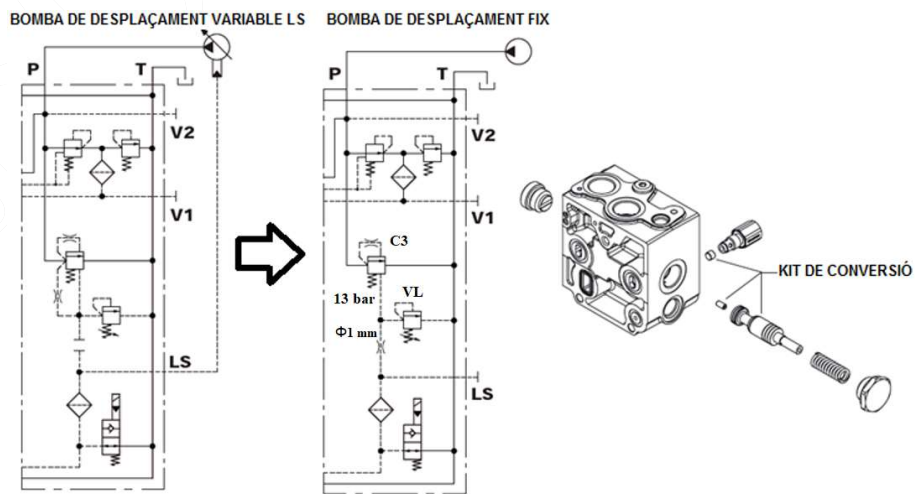


Figura 8-9: Transformació del distribuïdor de centre tancat a centre obert

Font: WALVOIL

### 8.2.2.3 Vàlvula limitadora

La vàlvula limitadora de pressió del sistema és introduïda en el model amb la corba de la Figura 8-10, la qual és pot assimilar a una recta que talla amb l'eix de les ordenades a una pressió d'obertura, i que té una petita pendent respecte el cabal. En tot cas cal esmentar que aquesta funció no té utilitat en el model creat, ja que la pressió màxima de treball vindrà determinada pel propi cicle de treball introduït en el sistema amb la taula numèrica del fitxer EXPDATA. La representació d'aquesta limitadora en el diagrama de BG es realitza per donar-li al sistema tot el significat físic possible i per poder utilitzar el model per simular futurs sistemes oleohidràulics en els quals la impedància d'aquest no vingui determinat per valors numèrics de la pressió de treball, sinó pel assemblatge a un sistema oleohidràulica o altres diagrames de BG.

Observar que es tracta d'una vàlvula limitadora de dues etapes, segons es mostra a la Figura 8-10. La pressió màxima a la sortida del distribuïdor (línia LS) arriba a la cara de la molla del compensador C3 tarat a 13 bar, sent per tant la pressió a l'entrada del distribuïdor aquest valor superior a la màxima de treball a la sortida mentre l'operador està regulant el cabal mitjançant l'obertura del carret amb el joystick corresponent. Part del cabal impulsat per la bomba anirà cap a l'actuador, funció únicament de la obertura del carret, i part descarregarà pel compensador C3. El seu funcionament correspon a una vàlvula reguladora de cabal compensada de 3 vies. Quan la pressió a la línia sensora (la qual passa per un xicle de 1 mm de diàmetre per estabilitzar la senyal) excedeix la pressió del la limitadora pilot VL, provoca l'obertura total del compensador C3 i la descàrrega del cabal segons el gràfic de l'esquerra. El cabal màxim és proper a 300 lpm, molt per sobre del 30 lpm que com a molt que es disposa amb la bomba de referència.

Per acabar de descriure la tapa d'entrada, la vàlvula EL s'activa quan es vol realitzar qualsevol moviment, estant despressuritzada la línia sensora quan està desactivada, sent la seva funció de seguretat. La vàlvula reductora VR subministra una pressió pilot de 20 bar d'ús intern del distribuïdor, per accionar alguns carrets de control electrohidràulic proporcional, mentre la limitadora VM protegeix aquesta línia de pilotatge intern de possible pics de pressió que la reductora no pugui absorbir.

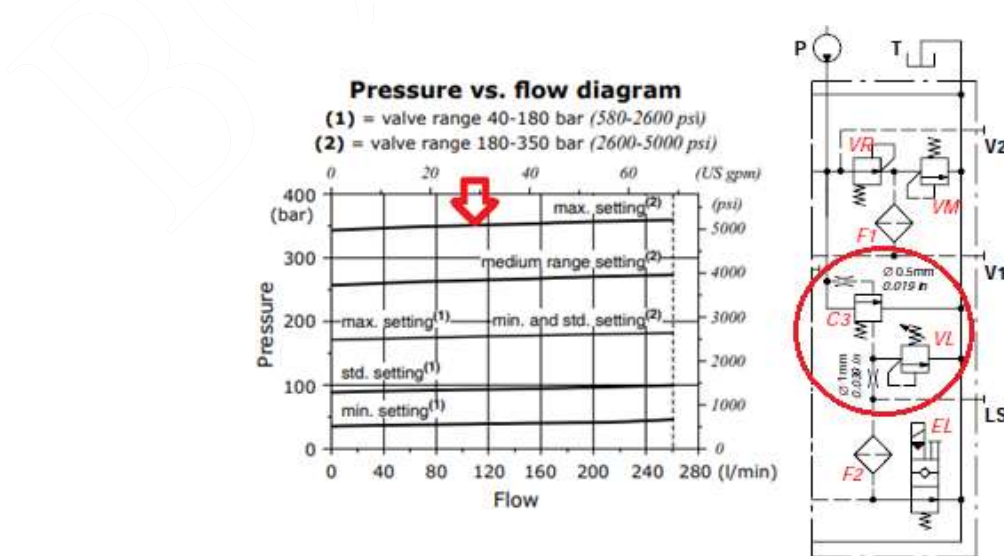


Figura 8-10: Corba característica de la limitadora de pressió del distribuïdor



### 8.2.3 Diagrama de BG troncal

Per tant, tenint definit el funcionament de la bomba mitjançant la modelització duta a terme en el Capítol 4 i el circuit hidràulic de la seva instal·lació explicat anteriorment, es realitza un diagrama de BG troncal com el de la Figura 8-11, el desenvolupament del qual ens ha de portar el definitiu de la Figura 8-20. Les diferents parts del diagrama són equivalents a les mostrades en l'esquema de la Figura 8-8, o sigui, la secció 1 correspon a la bomba assajada, la secció 2 a la conducció flexible entre la bomba i el cabalímetre, la secció 3 a la conducció entre el cabalímetre i el distribuïdor, situat aproximadament a l'alçada del ordinador a la Figura 8-6, i la secció 4 a la vàlvula limitadora del distribuïdor i el sistema acoblat.

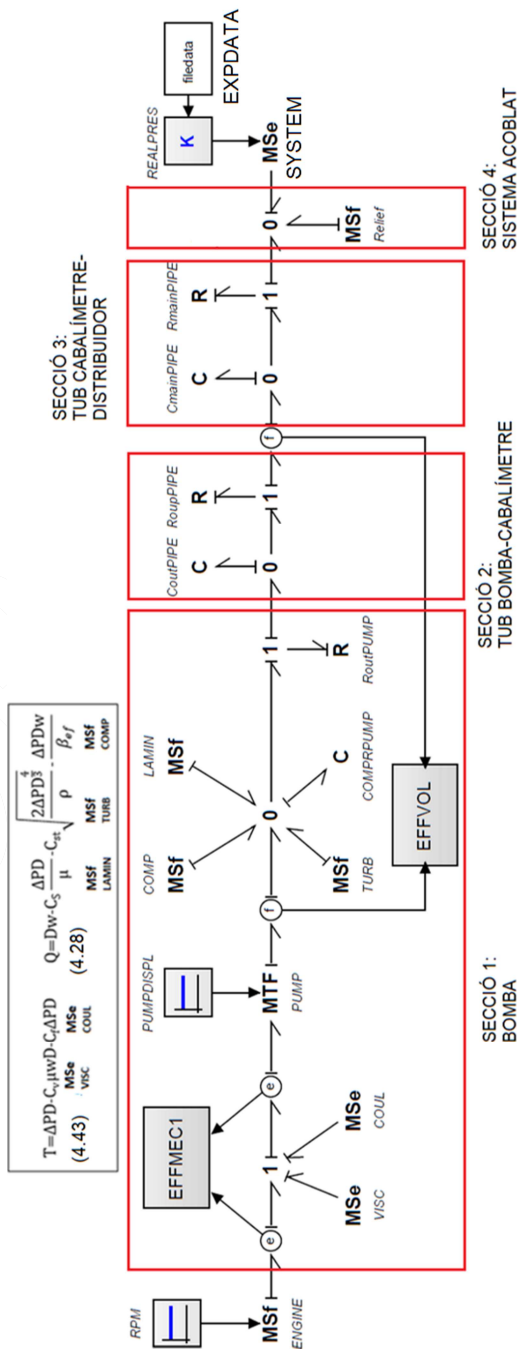


Figura 8-11: Diagrama de Bond Graph troncal del funcionament de la bomba

Així doncs, el diagrama mostra la bomba connectada a la font de pressió MSe SYSTEM, la qual correspon al cicle de treball de la màquina, definint-se aquest amb les dades el fitxer EXPDATA de mesura de la pressió i la temperatura a l'entrada del distribuïdor durant les proves de camp. Es multiplica la pressió per la constant REALPRES  $K=1 \times 10^5$  per a transformar les dades de pressió de bar a Pa. Un exemple de les dades enregistrades a les proves del moviment del peu de torre a 1480 rpm es mostren a la Taula 8-1, durant els primers 0.6 segons del cicle.

TIME (s)	CABAL (lpm)	PRESSIÓ (bar)	TEMP (°C)
0	21.59	30.39	38.18
0.03	21.63	30.36	38.18
0.06	21.67	30.6	38.18
0.09	21.67	31.02	38.17
0.12	21.66	30.98	38.17
0.15	21.67	31.23	38.17
0.18	21.67	31.32	38.18
0.21	21.66	31.29	38.18
0.24	21.67	31.19	38.18
0.27	21.67	30.63	38.18
0.3	21.66	30.45	38.18
0.33	21.67	30.3	38.18
0.36	21.67	30.29	38.18
0.39	21.66	30.36	38.18
0.42	21.61	30.72	38.18
0.45	21.59	30.47	38.18
0.48	21.59	30.9	38.19
0.51	21.59	31.14	38.19
0.54	21.59	31.2	38.19
0.57	21.59	31.32	38.19
0.6	21.59	31.29	38.19

Taula 8-1: Exemple de les dades adquirides EXPDATA en peu de torre 1480 rpm

L'entrada de potència es realitza amb la font de flux modulada MSf ENGINE, on s'introdueix la velocitat del motor dièsel mitjançant la constant RPM. El transformador modulad MTF PUMP correspon a una bomba ideal, on el cabal és directament proporcional a la velocitat de gir, sent la constant de proporcionalitat el desplaçament volumètric PUMPDISPL. En el nus 1 abans de MTF PUMP s'estableix l'equilibri de parells reflectits en l'Equació 4.43, i per tant, el rendiment mecànic. MSe VISC i MSe COUL avaluen les pèrdues per fricció viscosa i coulombiana respectivament. Cal tenir en compte que aquests blocs necessiten els coeficients de fricció viscos  $C_v$  i coulombià  $C_f$ , els valors dels quals s'han introduït en el diagrama de BG complet mitjançant ajustos polinòmics de les dades experimentals en funció de la pressió per a cadascuna de les velocitats considerades. Atès que la màquina funciona a velocitat constant del motor dièsel, no s'ha tingut en compte la dependència dels coeficients de fricció amb la velocitat, per no haver de realitzar una complicada regressió multivariable.

El flux del enllaç sortint del transformador MTF PUMP ens indica el cabal ideal de la bomba, i per tant, en el següent node 0 s'estableix la continuïtat de cabals definida per l'Equació 4.28, on es tenen en compte les pèrdues volumètriques degudes a la compressibilitat del fluid, les fuites de naturalesa laminar i turbulentes. En aquest diagrama troncal estan representades com font de flux modulades MSf COMP, MSf LAMIN i MSf TURB respectivament. Cal tenir en compte que aquests blocs necessiten els coeficients de lliscament laminar  $C_S$  i turbulent  $C_{ST}$ , els valors dels quals, com ja s'ha esmentat, s'han introduït mitjançant ajustos polinòmics de les dades experimentals del Capítol 4 a cadascuna de les velocitats considerades<sup>clxxxviii</sup>. Per la mateixa raó que en el cas dels coeficients de fricció, que no s'ha tingut en compte la dependència dels coeficients de fuites amb la velocitat. Únicament s'ha introduït la correlació corresponent dels coeficients versus la pressió a la velocitat de la prova de camp.

Observar que el diagrama de BG avalua la transmissió d'energia desde l'entrega per part del motor diesel fins a la interacció amb el circuit oleohidràulic. Aquesta interacció, les condicions de la qual són definides per una taula numèrica associada a una font d'esforç modulada, podria haver-se definit amb la unió del actual BG amb un altre que representés el circuit associat, o utilitzant el 20-SIM, simplement amb un circuit oleohidràulic. MSe VISC, MSe COUL, MSf LAMIN i MSf TURB avaluen les pèrdues de potència degut a les friccions i a les fuites durant la transformació de la potència mecànica a hidràulica en l'interior de la bomba, mentre que MSf COMP avalua la pèrdua de volum degut a la compressibilitat del oli aspirat. Respecte aquest últim terme, cal recordar la controversia actual introduïda per Achten et al. (43), sobre si cal considerar aquest volum comprimit com pèrdua de potència tal i com estableix l'assaig ISO 4409 (8), ja que la seva descompressió condueix a la restitució del volum i a augmentar la velocitat dels actuadors associats. En tot cas, en la avaluació del rendiment volumètric en el BG s'ha tingut en compte aquesta pèrdua de volum, i per tant, que penalitza en rendiment volumètric segons la seva definició tradicional. El canviar-ho representaria únicament canviar un enllaç de diagrama de BG.

Finalment, s'han tingut en compte la resistència i la compressibilitat del conducte intern de sortida de la bomba com a RoutPUMP i CoutPUMP, estant per tant la bomba representada com una font de cabal la impedància de la qual correspon a l'anàlisi considerada en l'Apartat 5.3. Els valors de R i C són els calculats en la Taula 5-11. De la mateixa manera, cada conducció utilitzada (seccions 2 i 3) s'ha caracteritzat amb la seva capacitat i resistència, segons el seu diàmetre, longitud i mòdul de compressibilitat, havent-se calculat el seu valor<sup>clxxxix</sup> a la Figura 8-8 segons les expressions 5.48 i 5.51.

---

<sup>clxxxviii</sup> Per obtenir els coeficients de pèrdues en funció de la pressió a 1030 rpm s'ha realitzat la interpolació de les dades experimentals entre 1000 i 1200 rpm, per obtenir les corresponents a 1467 rpm s'han interpolat les dades experimentals entre 1400 i 1600 rpm, mentre que per 1961 rpm, les de 1800 i 2000 rpm. Així s'ha procedit amb qualsevol velocitat de gir modelada.

<sup>clxxxix</sup> També s'informa del valor de la inèrcia del fluid en cada conducte calculada segons l'Equació 5.56. En tot cas, aquesta s'hauria de tenir en compte si el BG considerés el cabal polsant, fet que no succeeix al estudiar la interacció del cabal mig amb la impedància del sistema (la impedància inductiva es nul·la si la pulsació té valor 0). Cal tenir en compte que tota inductància fa bastant més susceptible el model a inestabilitats numèriques.

### 8.3 Diagrama de BG del sistema complet

Una vegada definit el model del sistema a estudiar i com evoluciona la potència entregada mitjançant el diagrama de BG troncal de la Figura 8-11, es procedeix a donar explicació a les particularitats que ens han de dur al diagrama de BG complet de la Figura 8-20.

#### 8.3.1 Representació de la bomba ideal (MTF PUMP)

En la definició de BDVP ideal, el cabal correspon al producte de la velocitat de gir pel desplaçament volumètric, segons l'Equació 3.1. Per tant, aquest és el mòdul del transformador, el qual està informat en el bloc constant PUMPDISPL. En la bomba assajada els seu valor és de  $14.76 \text{ cm}^3/\text{exc}$ . Tenint en compte una velocitat angular d'entrada  $\omega$  en rad/s, i un desplaçament  $D$  en  $\text{m}^3/\text{rad}$ , s'obté el cabal ideal  $Q_i$  en  $\text{m}^3/\text{s}$  mitjançant la següent transformació

$$Q_i = \omega D \quad (\text{eq. 8.1})$$

#### 8.3.2 Pèrdues volumètriques

Aquestes han estat avaluades experimentalment en el Capítol 4, havent-se considerat tal i com ja s'ha esmentat les de naturalesa laminar, turbulenta i les degudes a la compressibilitat del oli. La quantificació de les fuites es duu a terme amb els corresponents coeficients de pèrdues volumètriques, determinats a partir del assaig ISO 4409:1986 a dues temperatures distintes, com s'il·lustra a la Figura 8-12 i Figura 8-15.

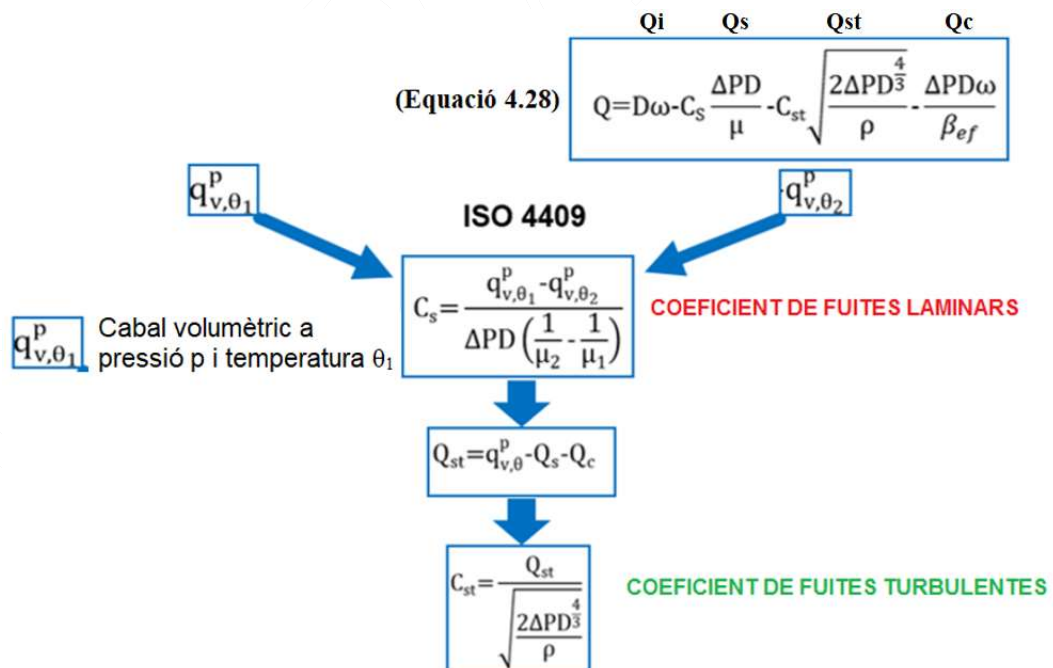


Figura 8-12: Procediment de parametrització de les pèrdues volumètriques

<sup>exc</sup> Tot el BG treballa amb unitats del SI, de manera que s'introdueix en  $\text{m}^3/\text{rad}$ . Aquestes unitats també estan considerades en el document ISO4409. Si es desitja un valor en unitats pràctiques, s'utilitza un bloc de guany per calcular-lo.



### 8.3.2.1 Fuites laminars (MSf LAMIN)

Es tracta de les fuites des de la impulsió a la aspiració en règim laminar. Aquestes corresponen a

$$Q_s = C_s \frac{\Delta PD}{\mu} \quad (\text{eq. 8.2})$$

expressió que ha estat introduïda pel bloc LAMINFLOW. El valor calculat en aquest bloc té signe negatiu, al restar cabal al teòric, de manera que en el bloc de guany FLOWLAMIN és multiplica per -1 per a obtenir el seu valor absolut per a ser plotejat. El coeficient de fuites laminars es calcula en el bloc Cs, mitjançant l'ajust polinòmic dels resultats experimentals, representats a la Figura 8-13.

Les velocitats de la bomba en les proves de camp no corresponen amb les velocitats a les quals s'han realitzat els assaigs ISO 4409 en el Capítol 4<sup>exci</sup>. Per aquesta raó s'ha realitzat les regressions dels coeficients de pèrdues en funció de la pressió a les velocitats de les proves de camp a partir de les velocitats dels assaigs ISO, tant amb les dades del comportament volumètric d'aquest apartat com del mecànic del Apartat 8.3.3

### 8.3.2.2 Fuites turbulentes (MSf TURB)

Es tracta de les fuites des de la impulsió a la aspiració en règim turbulent. Aquestes corresponen a

$$Q_{st} = C_{st} \sqrt{\frac{2\Delta PD^{\frac{4}{3}}}{\rho}} \quad (\text{eq. 8.3})$$

expressió que ha estat introduïda pel bloc TURFLOW. El valor calculat en aquest bloc té signe negatiu, al restar cabal al teòric, de manera que en el bloc de guany FLOWTURB és multiplica per -1 per a obtenir el seu valor absolut per a ser plotejat. El coeficient de fuites turbulentes es calcula en el bloc C<sub>ST</sub>, mitjançant l'ajust polinòmic dels resultats experimentals del Capítol 4, representat a la Figura 8-14.

### 8.3.2.3 Pèrdues volumètriques per compressibilitat (MSf COMP)

Es tracta de les pèrdues del volum aspirat degut a la compressibilitat. Aquestes corresponen a

$$Q_c = \frac{\Delta PD\omega}{\beta} \quad (\text{eq. 8.4})$$

expressió que ha estat introduïda pel bloc COMPRFLOW. El valor calculat en aquest bloc té signe negatiu, al restar cabal al teòric, de manera que en el bloc de guany FLOWCOMP és multiplica per -1 per a obtenir el seu valor absolut per a ser plotejat. Es corresponen amb les pèrdues volumètriques de la Figura 4-28.

---

<sup>exci</sup> La raó de no poder ajustar les velocitats de la màquina a les del assaig ISO 4409 ha estat que el sistema de regulació d'aquesta es realitzava mitjançant esglaons. Per aquesta raó, cercant velocitats properes a 1000, 1500 i 2000 rpm, s'ha aconseguit com les més aproximades 1030, 1467 i 1961 rpm.

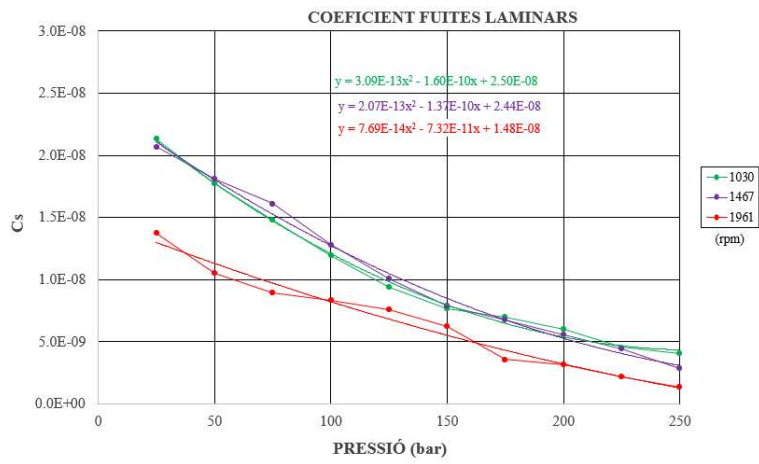


Figura 8-13: Ajust del coeficient de fuites laminars  $C_s$  versus Pressió

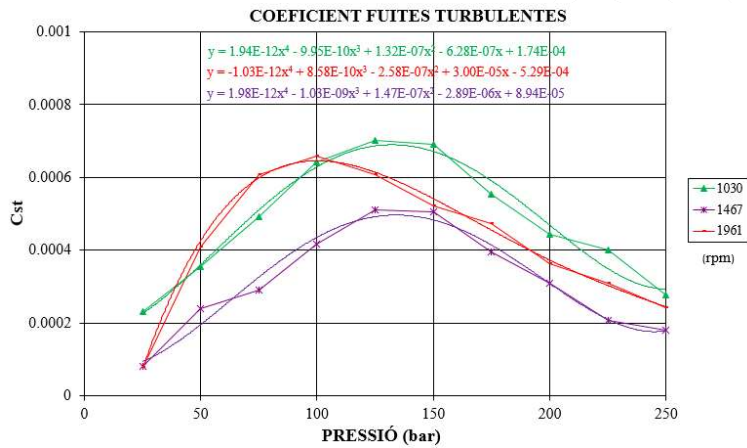


Figura 8-14: Ajust del coeficient de fuites turbulents  $C_{ST}$  versus Pressió

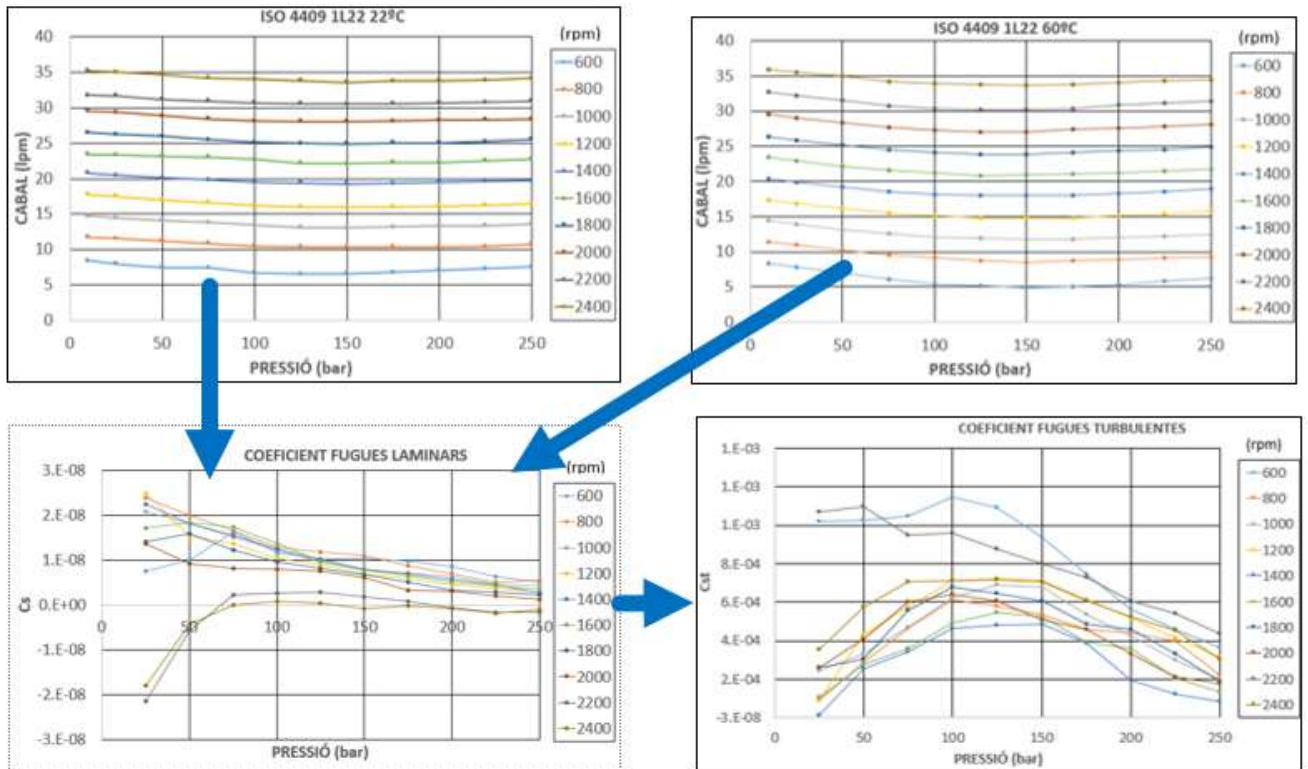


Figura 8-15: Exemple de l'obtenció experimental dels coeficients de fuites.

### 8.3.2.4 Rendiment volumètric modelat (MODELEFFVOLUM)

Bloc on es calcula la relació entre els cabals modelat i teòric entregats per la bomba. Per tant

$$\eta_{vm} = \frac{Q_m}{Q_i} = \frac{Q_m}{D\omega} \quad (\text{eq. 8.5})$$

Sent  $Q_i$  el cabal ideal definit per l'Equació 8.1,  $Q_m$  el cabal mesurat en el sensor de flux del model a la posició del cabalímetre, transformat en lpm en el bloc de guany FLOWPUMPMAIN.

### 8.3.2.5 Rendiment volumètric real (REALEFFVOLUM)

Bloc on es calcula la relació entre els cabals real i teòric entregats per la bomba. Per tant

$$\eta_{vr} = \frac{Q_{real}}{Q_i} = \frac{Q_{real}}{D\omega} \quad (\text{eq. 8.6})$$

sent  $Q_{real}$  el cabal mesurat pel cabalímetre, introduït mitjançant el fitxer de dades EXPDATA.

### 8.3.3 Pèrdues mecàniques

Aquestes han estat avaluades experimentalment en el Capítol 4, havent-se considerat les de naturalesa viscosa i coulombiana. La quantificació de les friccions es duu a terme amb els corresponents coeficients de fricció, determinats a partir d'haver realitzat l'assaig ISO 4409:1986 a dues temperatures distintes, tal i com s'il·lustra a la Figura 8-16 i Figura 8-19.

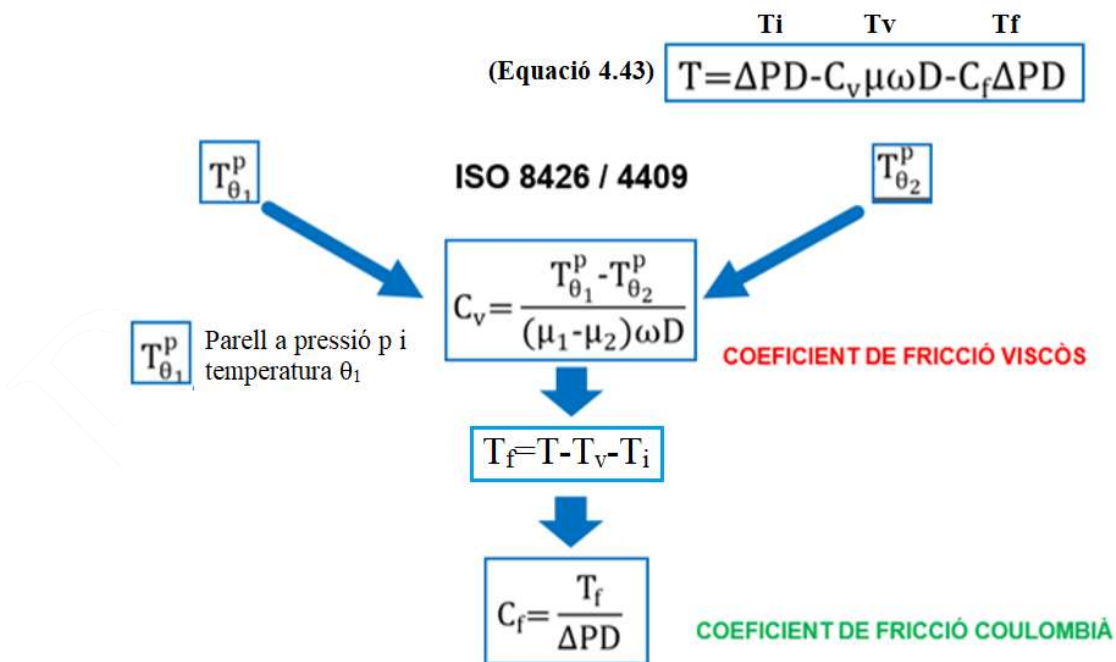


Figura 8-16: Procediment de parametrització de les pèrdues mecàniques

#### 8.3.3.1 Fricció viscosa (MSe VISC)

Es tracta del parell resistiu produït per la fricció dependent de la viscositat. Aquest correspon a

Funcionament d'una BE en condicions reals i validació de la parametrització.

$$T_V = C_V \mu \omega D \quad (\text{eq. 8.7})$$

expressió que ha estat introduïda pel bloc VISCFRIC. El valor calculat en aquest bloc té signe negatiu, al ser resistiu, de manera que en el bloc de guany TORQUEVISC és multiplica per -1 per a obtenir el seu valor absolut per a ser plotejat. El coeficient de fricció viscosa es calcula en el bloc  $C_V$ , mitjançant l'ajust polinòmic dels resultats experimentals del Capítol 4, representat a la Figura 8-17.

### 8.3.3.2 Fricció coulombiana (MSe COUL)

Es tracta del parell resistiu produït per la fricció depenent de la pressió. Aquest correspon a

$$T_f = C_f \Delta P D \quad (\text{eq. 8.8})$$

expressió que ha estat introduïda pel bloc COULFRIC. El valor calculat en aquest bloc té signe negatiu, al ser resistiu, de manera que en el bloc de guany TORQUECOUL és multiplica per -1 per a obtenir el seu valor absolut per a ser plotejat. El coeficient de fricció coulombiana es calcula en el bloc  $C_f$ , mitjançant l'ajust polinòmic dels resultats experimentals del Capítol 4, representat a la Figura 8-18

### 8.3.3.3 Rendiment mecànic modelat (EFFMEC)

Bloc on es calcula la relació entre el parell ideal de la bomba i el rebut pel eix<sup>cxcii</sup>. Correspon a l'Equació 3.8, la qual considerant la pressió a l'aspiració negligible<sup>cxci</sup>, es transforma en

$$\eta_{mm} = \frac{T_i}{T_m} = \frac{PD}{T_m} \quad (\text{eq. 8.9})$$

sent  $T_m$  el parell mesurat en el sensor d'esforç a la sortida del element MSf ENGINE, i  $T_i$  el parell ideal pres en el sensor d'esforç en l'enllaç entrant al transformador modulad MTF PUMP.

## 8.3.4 Dades d'entrada del sistema (MSe SYSTEM)

Es tracta de la pressió real del sistema a l'entrada del distribuïdor. En el fitxer de dades EXPDATA està expressada en bar, ja que són les unitats amb que treballa el programari SensoWin 7.1 utilitzat per l'adquisició de les dades. En converteixen a Pa en el bloc de guany REALPRES. O sigui, tot el model de bomba s'adequa per a treballar a la pressió real, de manera que es simula exactament les condicions de treball dels cicles monitoritzats. Aquest fitxer també inclou com es mostra a la Taula 8-1 el cabal real impulsat per la bomba i la temperatura del oli a la sortida d'aquesta.

---

cxcii En el diagrama de Bond Graph, tota captació indicada com  $\textcircled{e}$  correspon a la variable esforç en el enllaç indicat, mentre que  $\textcircled{f}$  correspon a la variable flux.

cxci La posició de la bomba a la màquina està lleugerament per sota del nivell d'oli del dipòsit, de manera que és d'esperar que les pèrdues de pressió en el tub d'aspiració es vegin compensades per la pressió de la columna de fluid.

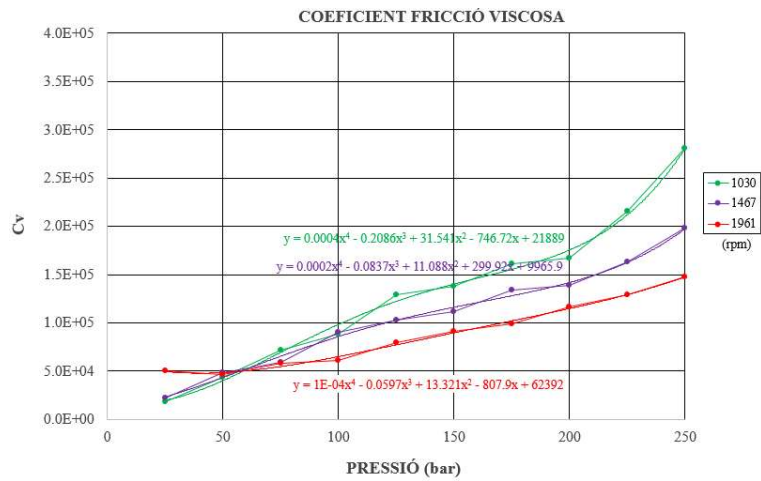


Figura 8-17: Ajust del coeficient de fricció viscosa Cv versus Pressió

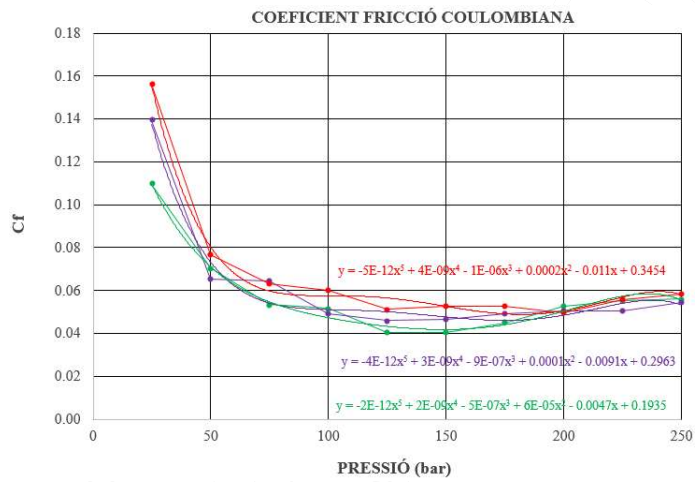


Figura 8-18: Ajust del coeficient de fricció coulombiana Cf versus Pressió

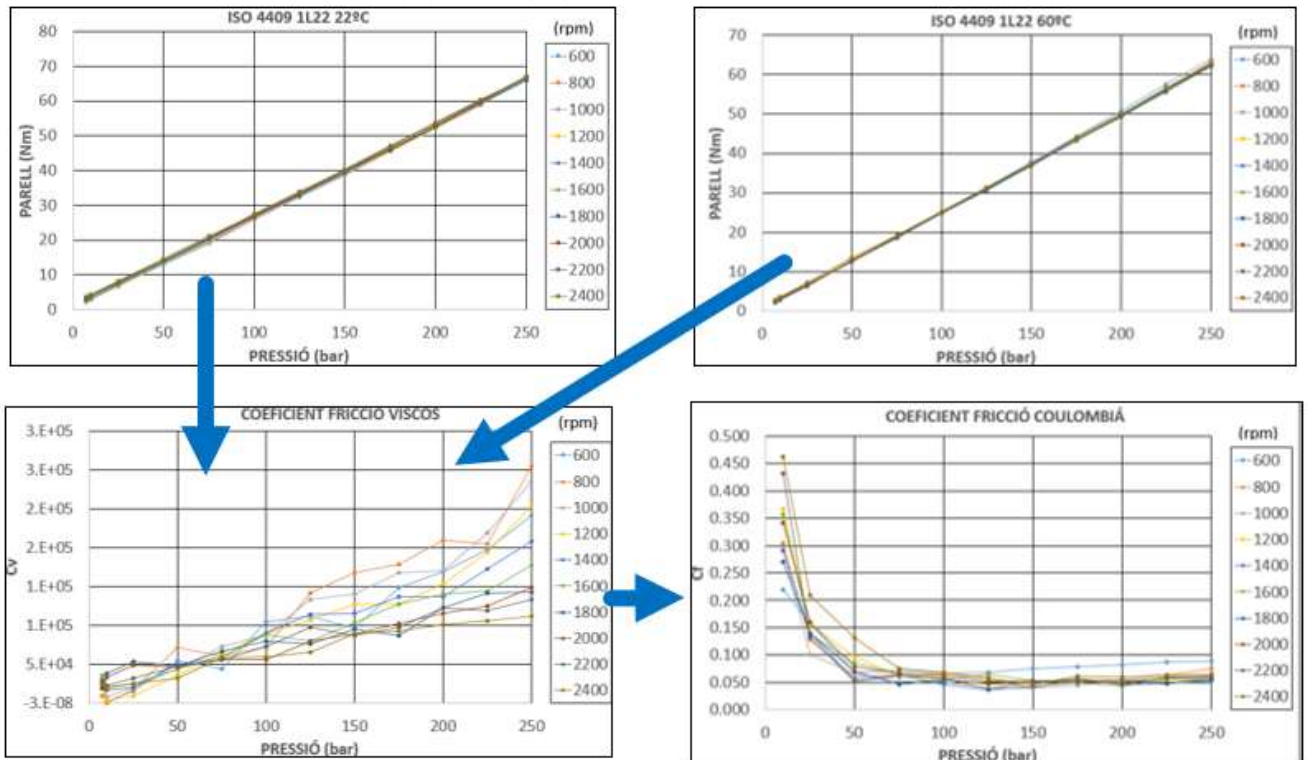


Figura 8-19: Exemple de l'obtenció experimental dels coeficients de fricció

### 8.3.5 Compressibilitats i resistències

Una vegada el fluid ha estat comprimit, ha de passar per tres seccions distintes abans d'entrar en el distribuïdor, a on es pren la pressió de treball. Cal separar la pèrdua de volum del oli aspirat degut a la seva compressió, calculada en l'apartat anterior, dels efectes de la compressibilitat d'aquest oli en el circuit. Per una part hi ha el conducte de sortida de la bomba caracteritzada per C COMPRPUMP i R RoutPUMP. Després hi ha un tub flexible que uneix la bomba amb el cabalímetre, a on consegüentment en el BG s'ha pres la senyal del cabal. Aquest tub ve caracteritzat per CoutPIPE i RoutPIPE. Després del cabalímetre hi ha un tub de longitud considerable que porta el cabal de la bomba situada a la part posterior de la màquina cap el distribuïdor situat en el caixó hidràulic en la zona davantera. Aquest tub no és propi de la màquina, havent-se instal·lat expressament per a realitzar l'assaig<sup>cxciiv</sup>. Les característiques són CmainPIPE i RmainPIPE. La longitud i diàmetre de cada secció, així com els resultats de la capacitat, la inductància i la resistència estan resumides a la Figura 8-8, a on s'ha pres un mòdul de compressibilitat de 15000 bar pel conducte rígid de la bomba i 10000 bar pels conductes flexibles<sup>cxcev</sup>.

---

<sup>cxciiv</sup> Les raons per no utilitzar el propi de la màquina són varies. Per una part es tracta d'un tub de 1"1/4, la compressibilitat del qual ocasionaria retards importants al utilitzar una bomba tant petita. La bomba original de la màquina impulsa un cabal màxim d'aproximadament 400 lpm, mentre que la assajada de uns 30 lpm. També ha permès l'aïllament de la bomba principal mitjançant la instal·lació del antiretorn de la Figura 8-8 sense que calgui desinstal·lar-la.

<sup>cxcev</sup> En tot cas es tracta de manegues amb 4 malles d'acer, i per tant, d'extrema rigidesa, amb una pressió màxima de treball de 420 bar.





## 8.4 Resultats de les proves de camp

### 8.4.1 Descripció de les proves

Dels moviments auxiliar que disposa la màquina, mostrats alguns d'ells a la Figura 8-4, s'ha escollit treballar amb la pujada i baixada del peu de torre i del braç que suporta la politja del cabrestant auxiliar, denominat comunament JIB. Aquests accionaments s'han assenyalat a la Figura 8-3, mostrant-se en detall a la Figura 8-21 i Figura 8-22 respectivament. La Figura 8-8 mostra l'esquema hidràulic per accionar aquests moviments, amb les corresponents vàlvules *overcenters*<sup>cxevi</sup> per a retenir i bloquejar els actuadors. S'han escollit al estar alimentats per cabals semblants al que proporciona la bomba de referència i estar sotmesos a oscil·lacions de la càrrega que ens permet l'estudi tant en condicions estacionaries com transitòries. Per aquesta raó s'han adquirit les dades cada 30 ms, permetent fins i tot estudiar un cicle del peu de torre en la zona propera al final de cursa on l'operador de la màquina realitza canvis de moviments aleatoris de manera voluntària a fi i efecte de generar oscil·lacions de pressió pronunciades i poder estudiar el comportament de la bomba a aquests canvis.

Durant el moviment del peu de torre, les forces implicades són la fricció de guies tubulars, el pes de l'estructura i la pressió necessària per obrir la vàlvula *overcenter*, amb un taratge de 350 bar i una relació de pilotatge 4:1. Observant els gràfics de la Figura 8-23 a la Figura 8-25, la pressió necessària per baixar del peu és aproximadament 70-90 bar, i 100-130 bar per pujar, però aquests valors depenen de la velocitat amb que s'acciona, ja que la fricció mecànica de les guies i la pèrdues de pressió del sistema hidràulic depenen de la velocitat i del cabal respectivament. El taratge de la vàlvula limitadora de pressió de la línia LS d'aquest element és aproximadament de 250 bar<sup>cxevii</sup>. Quan s'assoleix aquest valor, indica que el cilindre ha arribat a final de cursa.

Pel que fa al JIB, la pressió no és constant durant el moviment, ja que hi havia variació en la geometria del mecanisme. Observant els gràfics de la Figura 8-26 a la Figura 8-28, la pressió necessària per baixar-lo es situa entre 90 i 110 bar, mentre que per pujar-lo està entre 130 i 160 bar. El taratge de la vàlvula limitadora de pressió de la línia LS d'aquest element és també d'aproximadament 250 bar. Quan els gràfics de la monitorització mostren que la pressió baixa fins als 20 bar aproximadament, indica que l'operador ha centrat el joystick i ha aturat el moviment, i per tant, la bomba funciona en *stand-by* descarregant el seu cabal pel compensador de la tapa d'entrada<sup>cxeviii</sup>. Les oscil·lacions de pressió indiquen que canvia el sentit del moviment del cilindre, o que aquest ha arribat a final de cursa.

---

<sup>cxevi</sup> Tipus de vàlvula que té com a funció bloquejar un actuator quan està aturat, i retenir-lo quan s'està movent amb càrregues d'embalament. <https://www.boschrexroth.com/es/es/productos/grupo-de-productos/hidraulica-movil/hidraulica-compacta/valvulas-de-retencion-de-carga-de-mando-de-movimiento/valvulas-de-retencion/de-doble-accion-version-estandar/a-vbso-de-30-fc1>

<sup>cxevii</sup> Els valors de les pressions corresponen a treballar en buit mentre es prova la màquina. En obra, el peu pot enfonsar-se, i també, al extreure terra durant la perforació pot quedar cobert per un pes considerable. Aquesta és la raó de la diferència considerable entre la pressió màxima de treball de 250 bar i les necessàries per a treballar en buit.

<sup>cxeviii</sup> Tot i estar tarat a 13 bar, cal sumar la contrapressió de la línia de retorn. Al haver-hi el cabal de la bomba de refrigeració funcionant constantment, cal sumar-li uns 7 bar aproximadament, dependent de la temperatura del oli.



Funcionament d'una BE en condicions reals i validació de la parametrització.

Les proves es van realitzar a diferents velocitats del motor dièsel, intentant cobrir un rang de velocitat de la bomba des de 1000 a 2000 rpm. El procediment de regulació del motor no va permetre ajustar la velocitat amb precisió, perquè només es podia regular pas a pas, sent en tot cas el valor que es mostrava a la pantalla de la cabina exacte, ja que el senyal del sensor ve directament de la centralita electrònica del motor dièsel. Les velocitats dels assaigs han estat finalment de 1030, 1467 i 1961 rpm, les més semblant possibles que s'han pogut aconseguir a les 1000, 1500 i 2000 rpm a les quals es desitjava treballar. El fet que el motor tingui una potència de 345 kW fa que la variació de velocitat amb la pressió de la bomba sigui menyspreable. Així doncs, podem considerar que aquest marc és l'idoni per assajar la bomba funcionant en condicions reals dins del seu rang de funcionament, estant sotmesa a variacions de càrrega de diferents intensitats, amb un circuit amb les corresponents impedàncies resistives i capacitives.



Figura 8-21: Moviment del peu de torre



Figura 8-22: Moviment del JIB

### 8.4.2 Monitorització dels cicles de treball

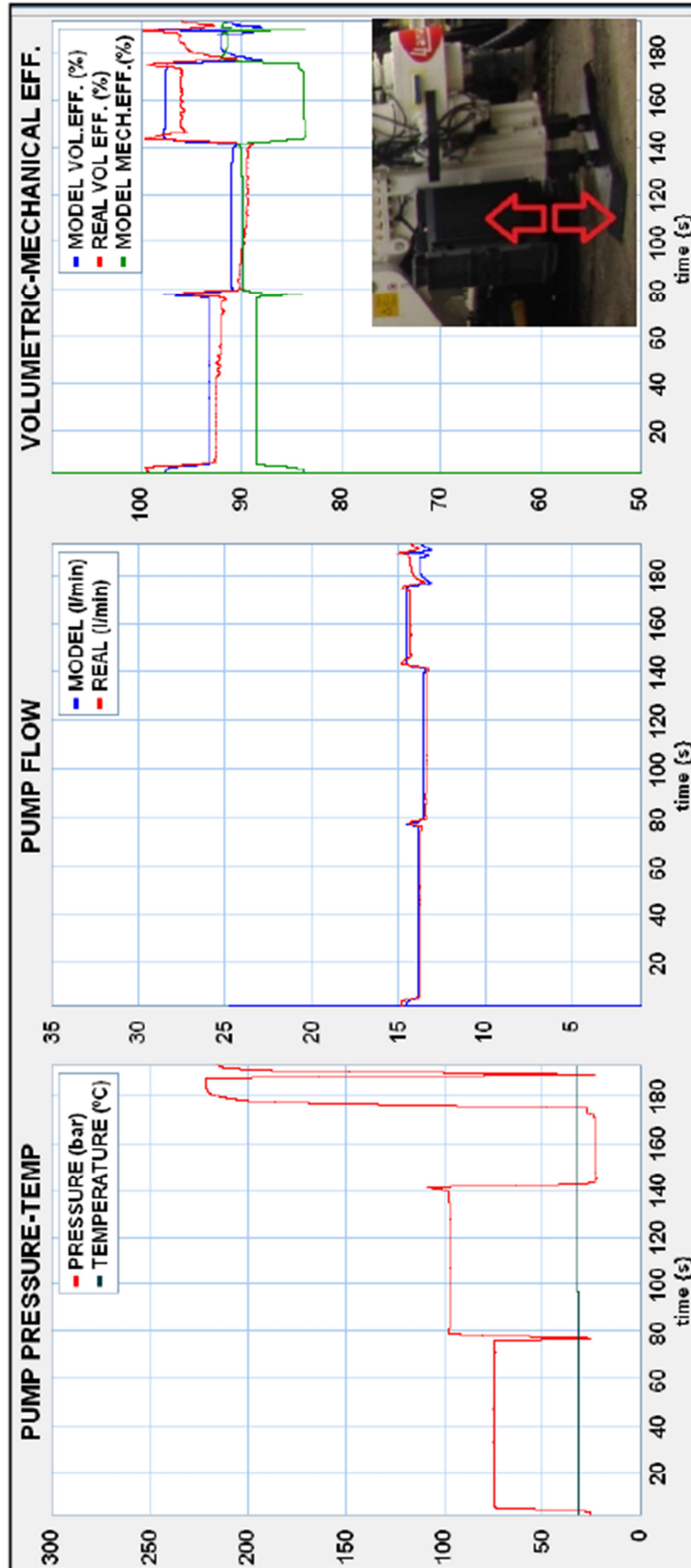


Figura 8-23: Resultats de les proves amb el peu de torre 1030 rpm

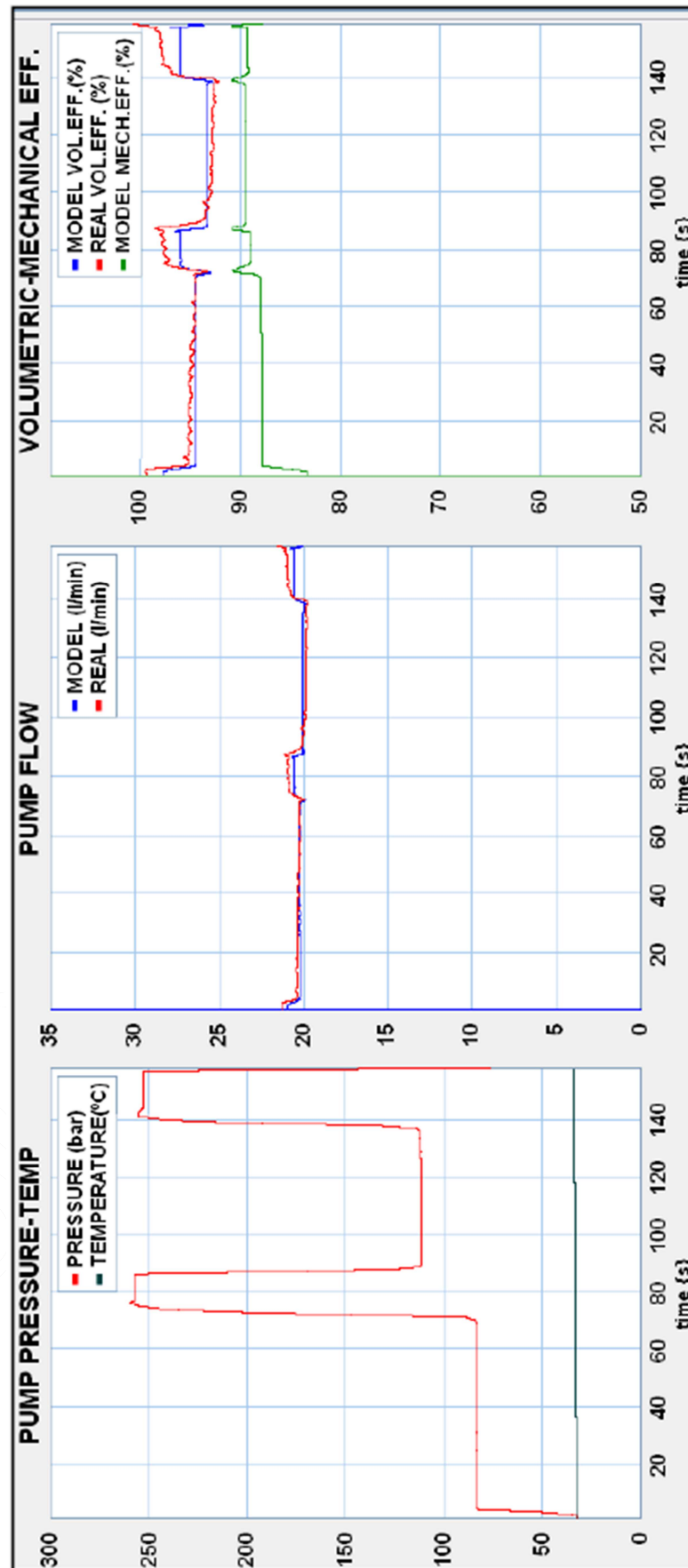


Figura 8-24: Resultats de les proves amb el peu de torre 1467 rpm

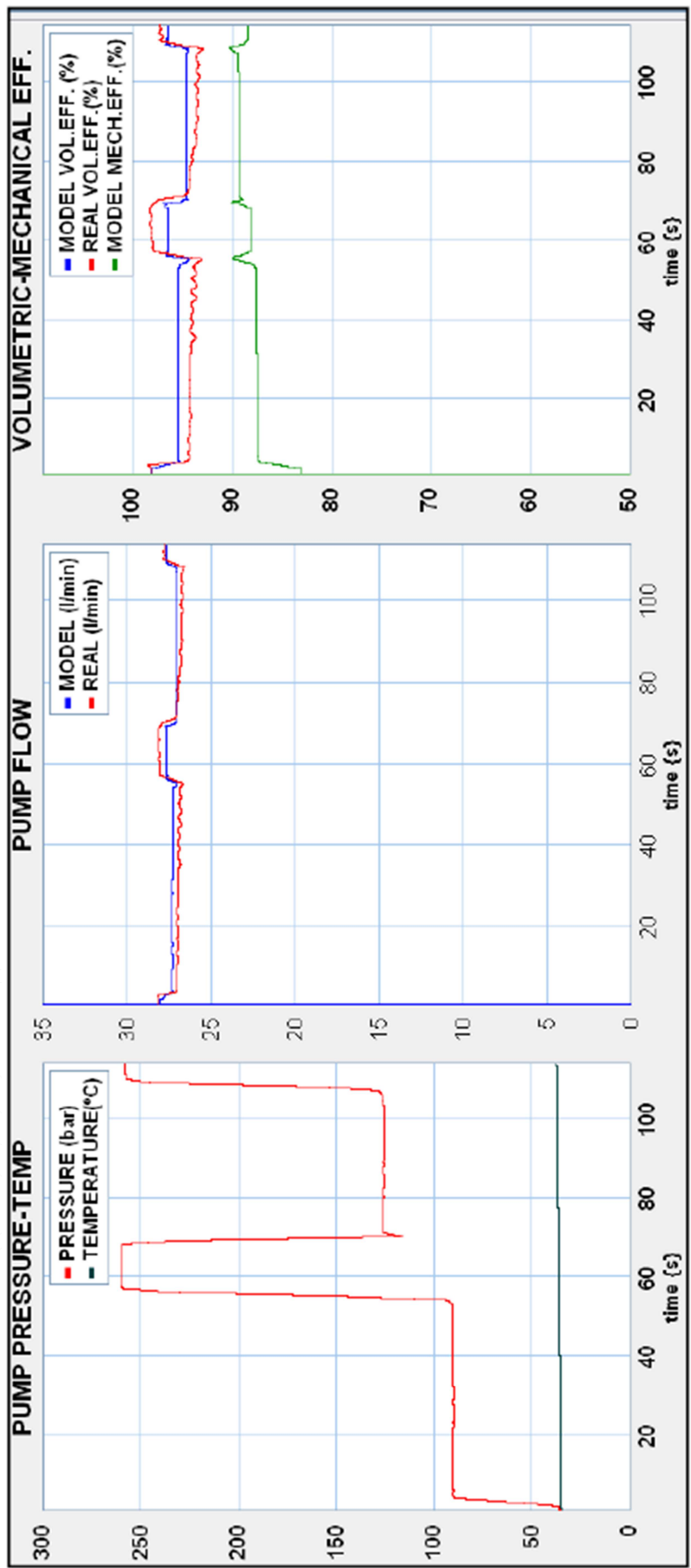


Figura 8-25: Resultats de les proves amb el peu de torre 1961 rpm

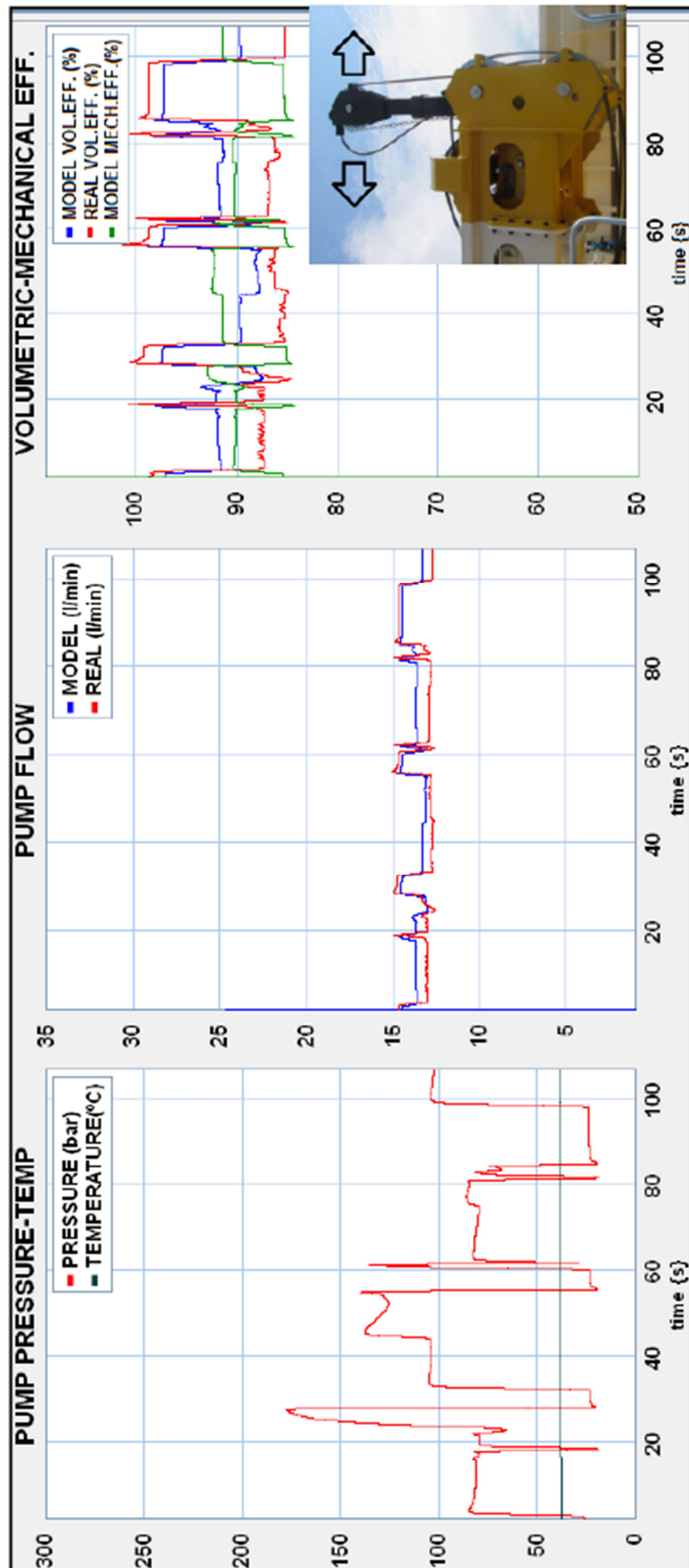


Figura 8-26: Resultats de les proves amb el JIB 1030 rpm

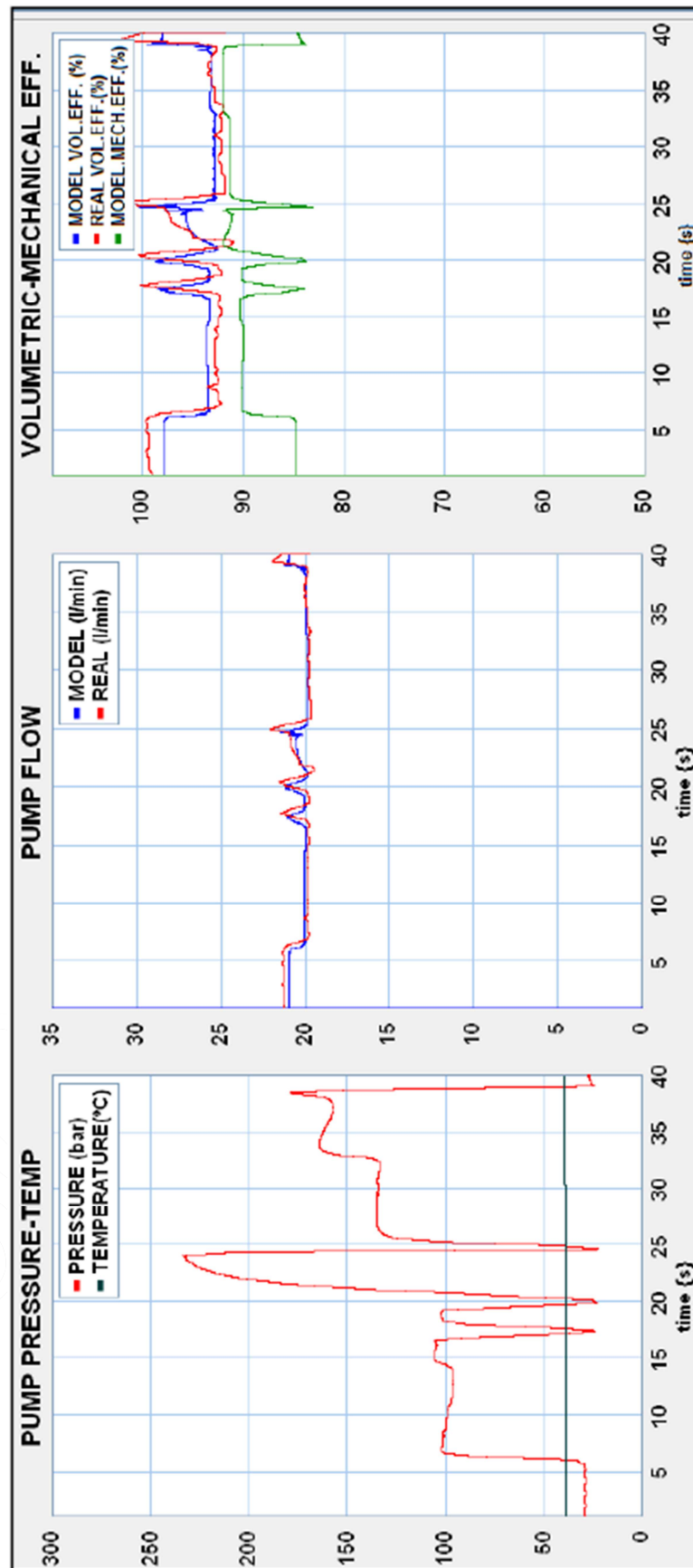


Figura 8-27: Resultats de les proves amb el JIB 1467 rpm

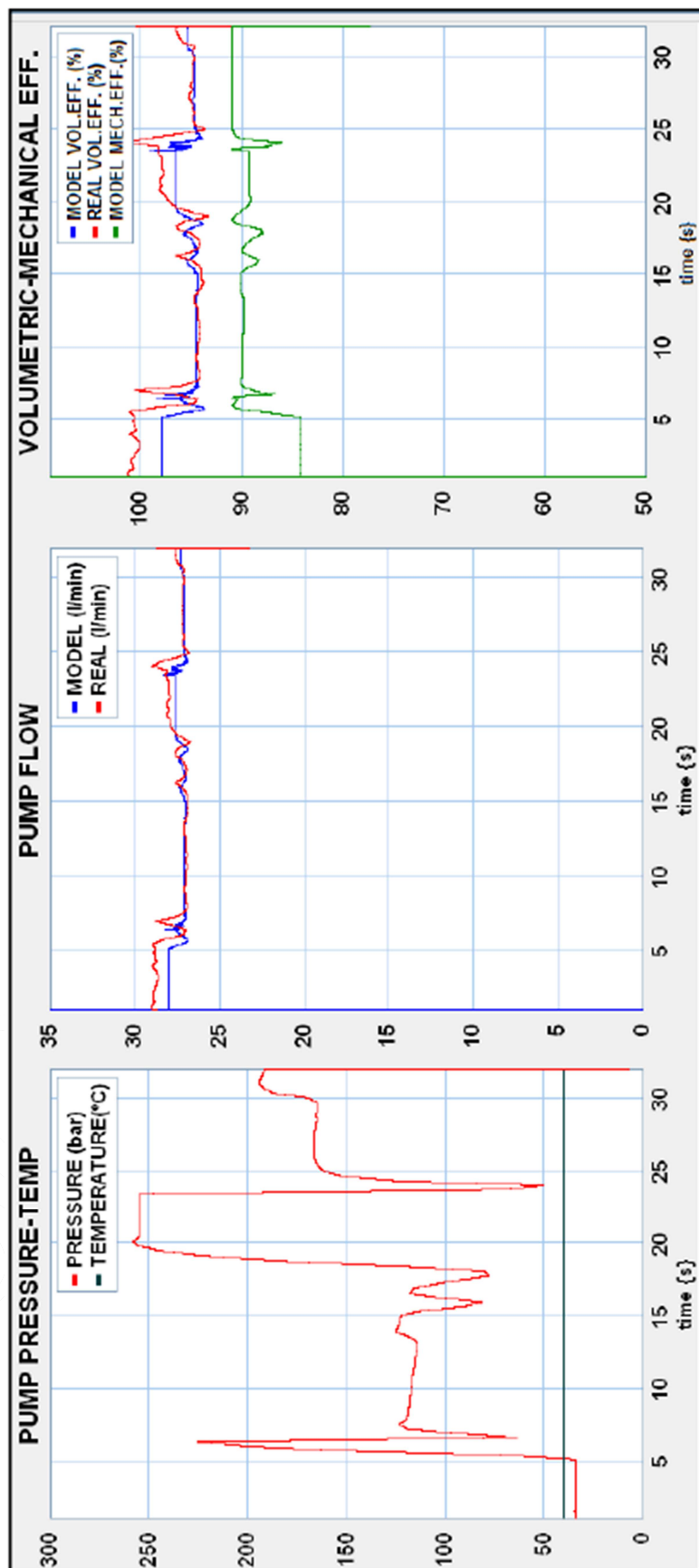


Figura 8-28: Resultats de les proves amb el JIB 1961 rpm



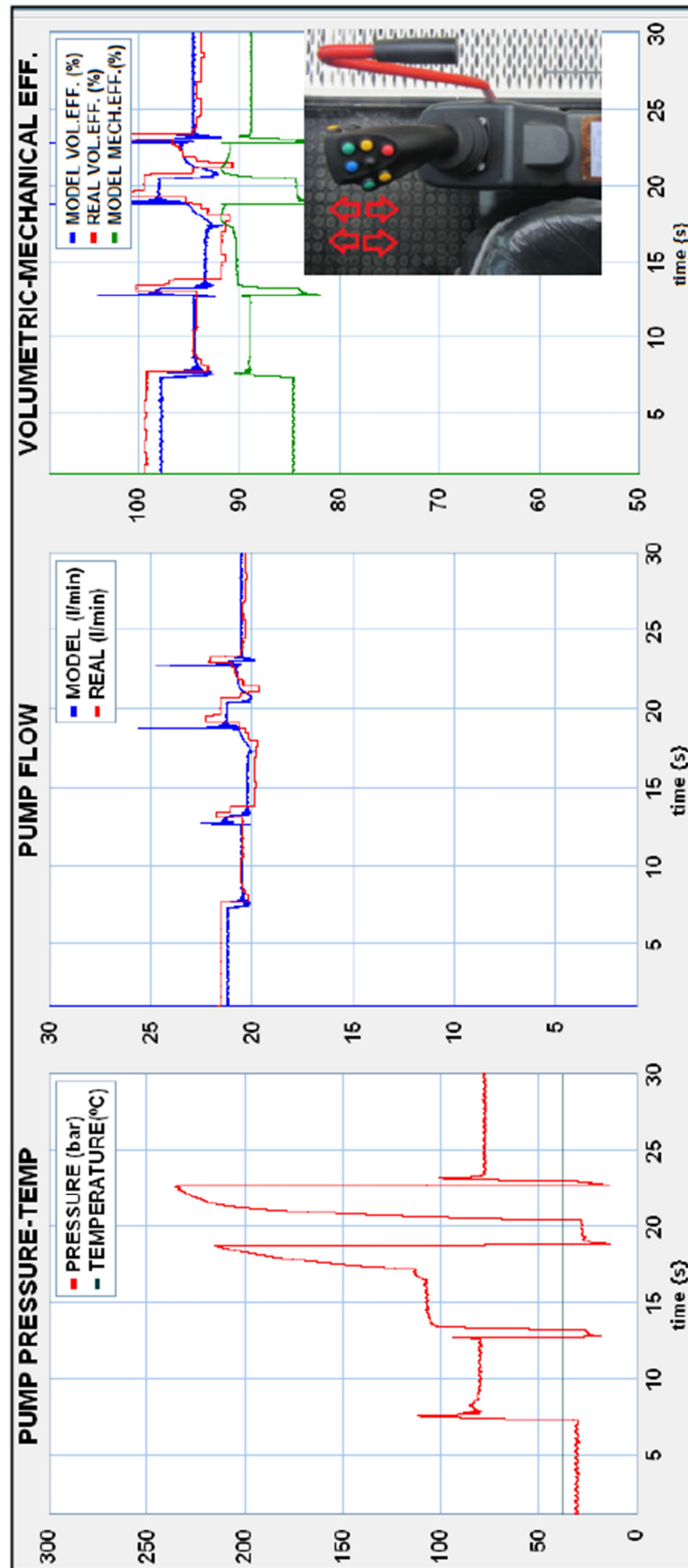


Figura 8-29: Resultats de les proves amb règim transitori del peu de torre a 1480 rpm



### 8.4.3 Discussió de la monitorització dels cicles de treball

Des de la Figura 8-23 a la Figura 8-28 s'han representat els resultats numèrics i experimentals obtinguts en la monitorització del cicle de treball del peu de la torre i del JIB per velocitats del motor dièsel de la màquina de 1030, 1467 i 1961 rpm. A la banda esquerra de les figures es mostren les mesures experimentals de pressió i temperatura en funció del temps, del fitxer EXPDATA. Amb aquestes dades i mitjançant els experiments numèrics amb el model BG de la bomba (Figura 8-20) s'obtenen els valors del cabal i rendiment volumètric simulats. A la part central de les figures, es compara el cabal mesurat amb el simulat. A la part esquerra de les figures es compara el rendiment volumètric instantani experimental amb el simulat. Es procedeix de la mateixa manera amb el parell motor aplicat al eix de la bomba, del qual ja s'ha comentat que no es disposen de dades experimentals.

La metodologia d'anàlisi en aquest capítol consisteix en

- Assenyalar comportaments específics on s'aprecien discrepàncies entre els valors experimentals i els simulats
- Establir una hipòtesis de la causa d'aquestes discrepàncies
- Realitzar un assaig numèric específic per validar aquesta hipòtesis

Amb la intenció de relacionar el comportament de la bomba amb la variació dels coeficients de pèrdues, i per tant, amb els canvis interns de la unitat, en el següent apartat s'aplicarà la mateixa metodologia, però realitzant els experiments numèrics de manera simultània amb els model de BG de la bomba (segons Figura 8-20) i amb el del moviment de les plaques laterals (segons Figura 7-29).

De forma general, és poden observar els següents comportaments.

- Existeix una bona correlació entre les valors experimentals i els simulats mentre la pressió és manté constant
- En la majoria de les proves, el rendiment volumètric experimental és menor al simulat a pressions per sota de 150 bar, i superior a pressions més elevades. Aquestes diferències són del ordre d'un 2% aproximadament per a velocitats de gir de 1467 i 1961 rpm, sent menors a major velocitat.
- Destacar que per velocitats de gir baixes (1030 rpm), per el cas concret del JIB, els rendiments volumètrics reals estan 5 punts per sota dels simulats (Figura 8-26), mentre que per el cas del peu de torre les diferències son del 2-3 %. Aquesta discrepància no pot ser únicament deguda a una variació de temperatura del oli. En les proves del peu de torre, la temperatura és aproximadament 8-10°C superior<sup>excix</sup>, ja que el model BG ja té en compte la dependència de la viscositat amb la temperatura<sup>cc</sup>. Per tant, aquesta diferència només es pot explicar per l'aleatorietat de l'equilibri

---

<sup>excix</sup> Els experiments amb el JIB es van realitzar posteriorment als del peu de torre, i l'oli havia assolit una temperatura superior.

<sup>cc</sup> Oli del assaigs en màquina SHELL Tellus S2 V46 [https://www.shell.iq/en\\_iq/business-customers/industrial-lubricants](https://www.shell.iq/en_iq/business-customers/industrial-lubricants)

intern de la bomba a baixes velocitats. Ja s'ha esmentat en el Capítol 4 de la incertesa del comportament de la bomba a baixes pressions i velocitats. Recordar que tot i que les proves ISO 4409 s'han dut a terme a 5 i 10 bar, i a 600 i 800 rpm, els resultats es van ometre en el model per no distorsionar els ajustos polinòmics dels coeficients de pèrdues<sup>ccii</sup> degut a la dispersió dels resultats en aquestes condicions operatives. Per tant, tot i que no sigui tant acusada, també es pot esperar més incertesa en els assaigs a 1030 rpm que a velocitats superiors.

Es considera que per a validar el model de bomba és molt important separar les observacions realitzades sobre les discrepàncies entre els resultats experimentals i els simulats quan la pressió es manté constant i quan hi ha fluctuacions abruptes d'aquesta. En el primer cas les discrepàncies només poden ser degudes a la introducció d'uns coeficients de fuites no totalment representatius de la bomba. En el cas de diferències de comportament quan hi ha fluctuacions de pressió, les discrepàncies poder ser degudes a fenòmens transitoris no contemplats en el model.

Pel que fa a la introducció de coeficients de fuites no totalment representatius de la bomba, dues poden ser-ne les causes. El primer que cal considerar és que la bomba amb la que s'han realitzat les proves de camp no és la mateixa que la utilitzada en el laboratori per a realitzar la seva parametrització<sup>cciii</sup>. El segon que s'ha de tenir en compte és el que ja s'ha argumentat en l'Apartat 4.6, que tot sembla indicar que els coeficients de pèrdues haurien de ser dependents de la viscositat, ja que al ser la seva variació representativa de canvis interns de la bomba, a ben segur que canvis de temperatura els poden ocasionen. Per exemple, s'ha demostrar en el Capítol 4 que les fuites turbulentes a baixa temperatura son predominants, de manera que al haver-se realitzat les proves de camp a una temperatura màxima de 40°C, segur que representen un bon percentatge. Si el coeficient de fuites turbulentes  $C_{ST}$  representat a la Figura 8-14 fos funció de la temperatura, i per tant, la regressió fos distinta, segur que podria explicar aquestes discrepàncies entre el cabal experimental i el simulat del ordre del 2-3%.

Aquest fet també explicaria que fins a una pressió aproximada de 150 bar els valors de cabal i rendiment experimentals són inferiors als simulats, mentre que a altes pressions és al revés. Els coeficient de fuites laminars  $C_S$  disminueix amb la temperatura, mentre que el de fuites turbulentes augmenta fins un punt d'inflexió entre 100 i 130 bar, per posteriorment disminuir degut als mecanismes de compensació de folgances (veure Figura 8-13 i Figura 8-14). Tot sembla indicar que aquesta disminució és més acusada en la bomba utilitzada en les proves de camp que en la utilitzada en el laboratori. Aquest fet també seria explicable pel fet que les regressions dels coeficients de fuites no siguin del tot representatives de la bomba, ja sigui perquè depenen de la temperatura o perquè la bomba no és exactament la mateixa.

---

<sup>ccii</sup> Recordar que Toet et al. (34) constaten específicament "la incertesa cinemàtica de les bombes i motors a baixes pressions"

<sup>cciii</sup> Mateix model, però amb un període de fabricació bastant decalat. No s'ha pogut comprovar si les toleràncies internes eren distintes en ambdues fabricacions.

Per tant les discrepàncies a pressió constant no demostren que el model no és vàlid, sinó que podrien explicar-se per la incertesa de les regressions dels coeficients de pèrdues. Distint és el cas de les discrepàncies al fluctuar la pressió, les quals ja s'ha comentat que són degudes a fenòmens no contemplats en el model. Per tant, tot i que el model té un comportament bastant acceptable per a modelar cicles reals de treballs a velocitats mitjanes i elevades, i pressions constants, tres són els comportaments específics que evidencien que el model creat a partir d'assaigs de laboratori no respon adequadament en condicions reals, i per tant, cal focalitzar-se en entendre les causes en posteriors experiments numèrics. Aquests són les següents, mostrades a la Figura 8-30.

### **1) Cabal experimental després d'una pressurització superior al simulat**

Si ve s'ha argumentat que prendre uns coeficients de fuites no totalment representatius de la bomba podria explicar un cabal experimental superior al simulat després d'una pressurització sobtada, no s'ha de descartar la hipòtesis que la posició de la placa lateral davant un augment sobtat de la pressió sigui distinta a la posició d'equilibri que s'assoleix en les mateixes condicions operatives en els assaigs de laboratori, on els augments de pressió han estat progressius. Si així fos, significaria que els coeficients de pèrdues no només dependrien de les condicions operatives, sinó també de la manera amb que s'hi ha arribat, fenomen que no inclou el model de bomba

### **2) Pics de cabal instantanis al despressuritzar**

Quan la bomba perd sobtadament pressió<sup>cciii</sup>, el rendiment volumètric experimental té un augment no reflectit en el simulat. No es tracta dels pics de cabal experimentals i simulats instantanis fruit de la descompressió del tub entre la bomba i el cabalímetre, com es poden apreciar en els assaig de transitoris del peu de torre de la Figura 8-29, els quals el model ja els té en compte amb la introducció de les compressibilitats corresponents. Aquests augments sobtats del cabal experimental tenen una durada més prolongada que la descompressió d'un tub. Es realitza la hipòtesis que una despressurització sobtada comporta una enganxada de la placa als engranatges amb el conseqüent augment considerable del rendiment volumètric experimental per sobre del simulat (folgança reduïda, pressió baixa i fuites mínimes), ja que el model no inclou aquest fenomen.

### **3) Retard de la resposta de la bomba davant canvis de pressió**

Sempre hi ha un retard de les variacions del cabal experimental respecte el simulat, tal com es mostra també a la Figura 8-30. Degut a que el model ja incorpora els efectes de la compressibilitat del conducte que uneix la bomba i el distribuïdor, sembla evident que es tracta d'un temps de resposta de la bomba. Es realitza la hipòtesis de que el temps de resposta del moviment de la placa lateral retarda els canvis dels coeficients de pèrdues al canviar les condicions operatives de la bomba. Tal i com s'ha concebut el model

---

<sup>cciii</sup> La pressió baixa sobtadament a un valor de stand-by perquè l'operador atura el moviment centrant el joystick.

Funcionament d'una BE en condicions reals i validació de la parametrització.

aquests canvis són instantanis, mentre que si la hipòtesis realitzada és certa, hi hauria el temps d'adaptació observat en els resultats experimentals. Per tant, el model tampoc inclou aquest fenomen.

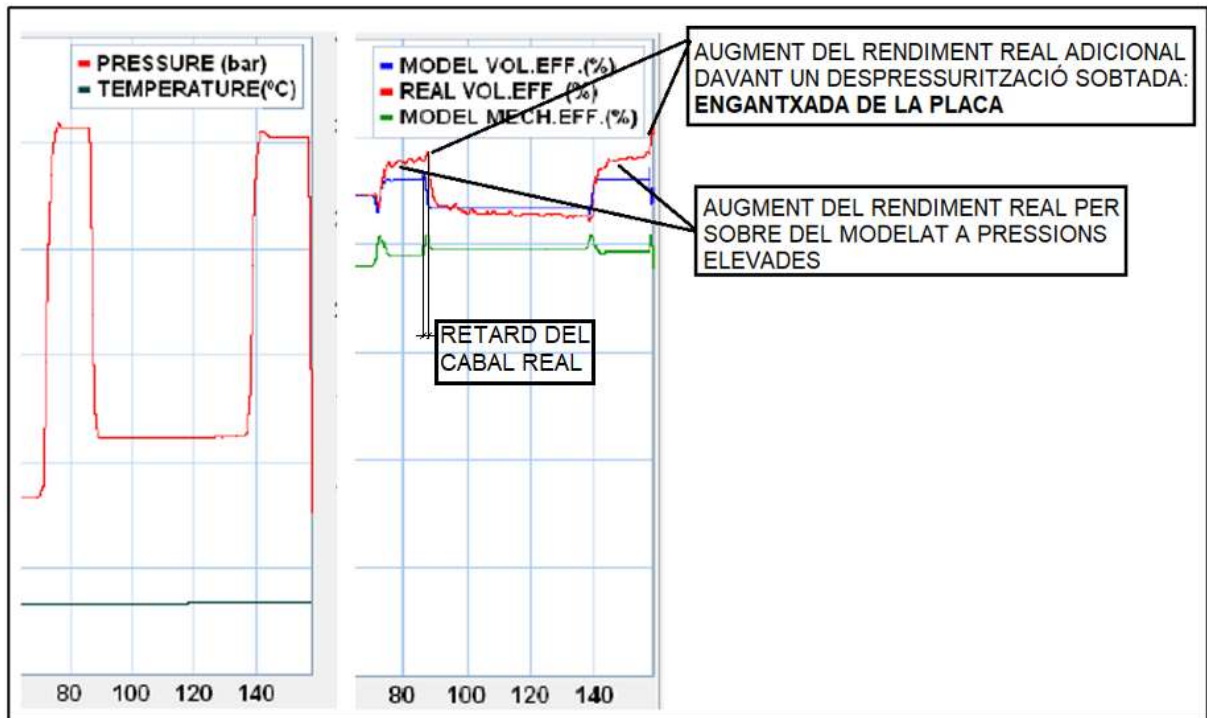


Figura 8-30: Augment del rendiment real, enganxada de la placa i retard del cabal real.

(Peu torre 1467 rpm)

#### 8.4.4 Monitorització conjunta del model de bomba i plaques laterals

Per a visualitzar que succeeix en el interior de la bomba que expliqui les divergències entre el comportament real i el mesurat, es procedeix a simular el moviment de la placa lateral pel cas del JIB a 1467 i 1961 rpm, o sigui, amb els cicles de la Figura 8-27 i Figura 8-28, fent-se en la Taula 8-2 un resum de les variables representades en els gràfics. Per fer aquests experiments numèrics, simplement s'ha hagut de introduir l'arxiu EXPDATA als dos models BG (model de bomba de la Figura 8-20 i submodel de plaques laterals de la Figura 7-29). Per guanyar resolució, s'ha plotejat els 15 segons més interessants dels cicles, tal i com s'assenyala al gràfic de l'esquerra de la Figura 8-31(a) i Figura 8-32(a).

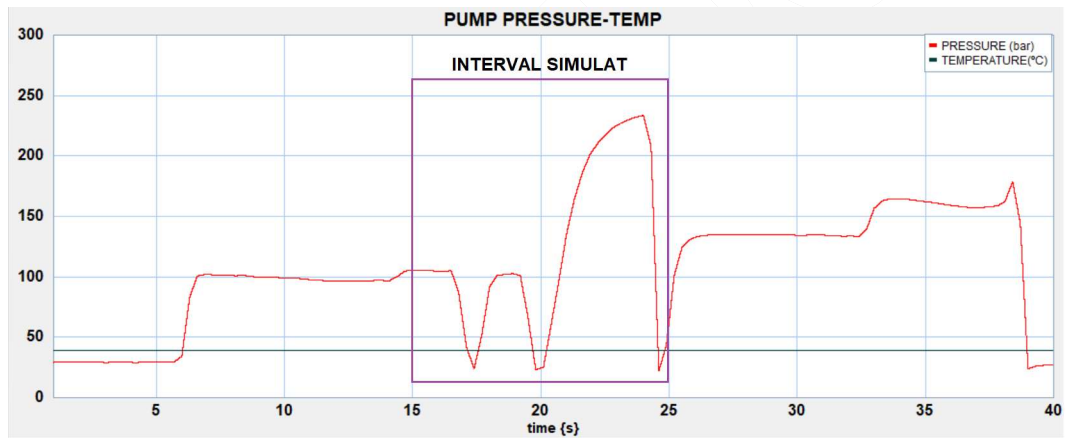
Els valors del factor de forma  $K_d$  com a coixinet de lliscament s'han obtingut per interpolació dels valors de la Taula 7-2 (temperatura entre 20°C i 50°C i velocitats de gir entre 1500 i 2000 rpm). Així, per les velocitat de gir a 1467 i 1961 rpm els valors de  $K_d$  empleats són 0.15 i 0.13 respectivament

Per finalitzar aquest estudi s'ha plotejat a la Figura 8-33 i la Figura 8-34 l'evolució dels coeficients de fuites laminars  $C_S$  i turbulentes  $C_{ST}$  junt amb la posició de la placa lateral, o sigui, s'ha obtingut la relació entre la parametrització de la bomba i el que succeeix en el seu interior.

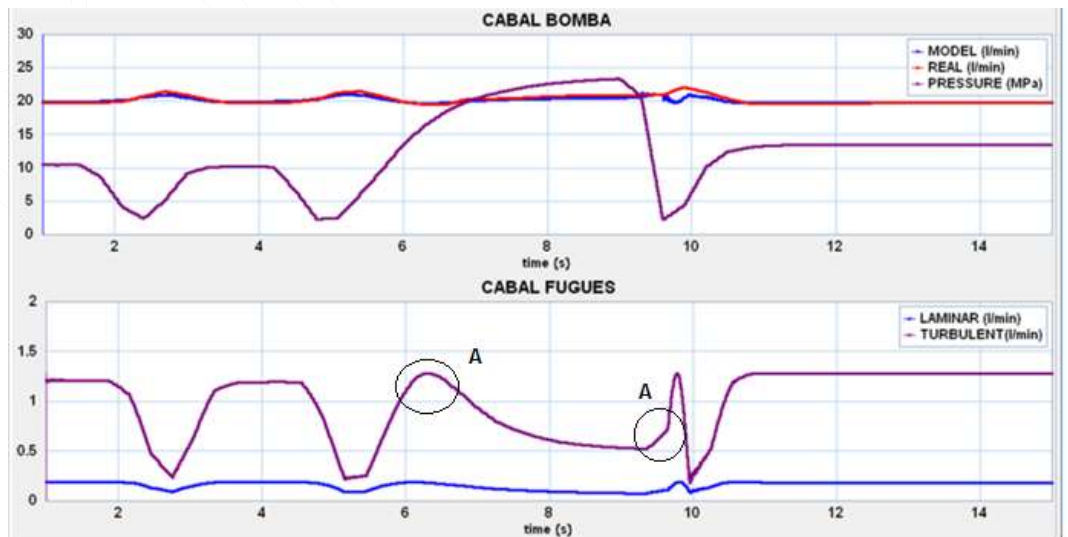
Funcionament d'una BE en condicions reals i validació de la parametrització.

GRÀFIC	VARIABLE	RANG DE MESURA	UNITATS
(a)	Pressió de treball (P) Temperatura del oli (T)	0 a 300 0 a 300	Bar °C
(b)	Cabal modelat (Q <sub>m</sub> ) Cabal real (Q <sub>r</sub> ) Pressió treball (P) Fuites laminars (Q <sub>s</sub> ) Fuites turbulentes (Q <sub>ST</sub> )	0 a 30 0 a 30 0 a 30 0 a 2 0 a 2	lpm lpm MPa lpm lpm
(c)	Espessor mínim placa lateral-engrenatge (h <sub>0</sub> ) Espessor mig placa lateral-engrenatge (h <sub>0m</sub> ) Inclinació de la placa (α)	0 a 0.1 0 a 0.1 0 a 0.1	mm mm °
(d)	Força hidrostàtica degut a la pressió de treball (F <sub>p</sub> ) Força hidrodinàmica degut a la inclinació de la placa (w <sub>zhidr</sub> ) Força hidrodinàmica degut a la empenta de la placa (w <sub>zthrush</sub> ) Força de fricció (F <sub>r</sub> ) Força de la junta d'estanqueïtat (F <sub>j</sub> ) <sup>cciv</sup>	-1500 a 1500 -1500 a 1500 -1500 a 1500 -1500 a 1500 -1500 a 1500	N N N N N
(e)	Temperatura del oli (T) Viscositat del oli entre placa lateral i engranatge (μ) Increment de temperatura en la pel·lícula (t <sub>0incr</sub> )	0 a 50 0 a 0.1 0 a 5	°C Pa·s °C

Taula 8-2: Variables representades en la simulació conjunta

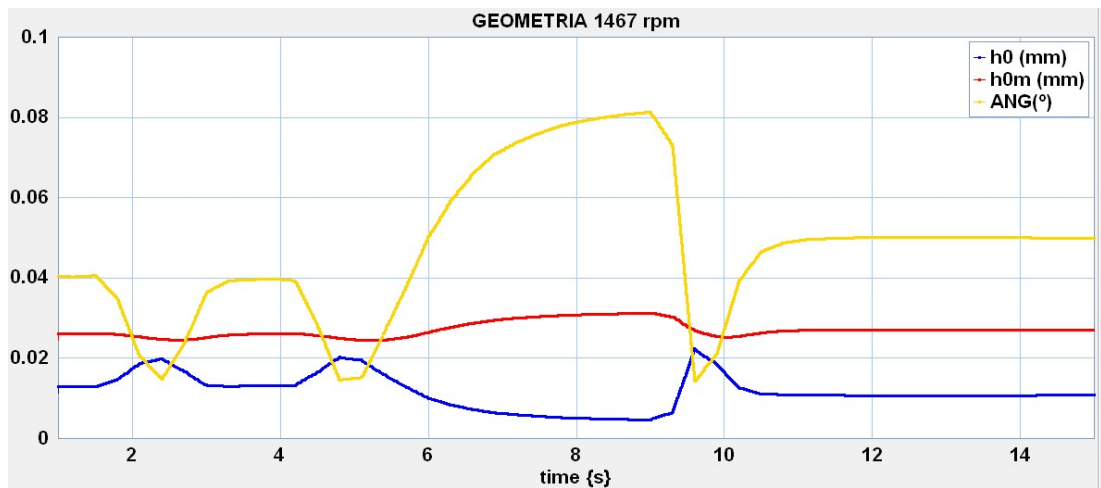


(a)

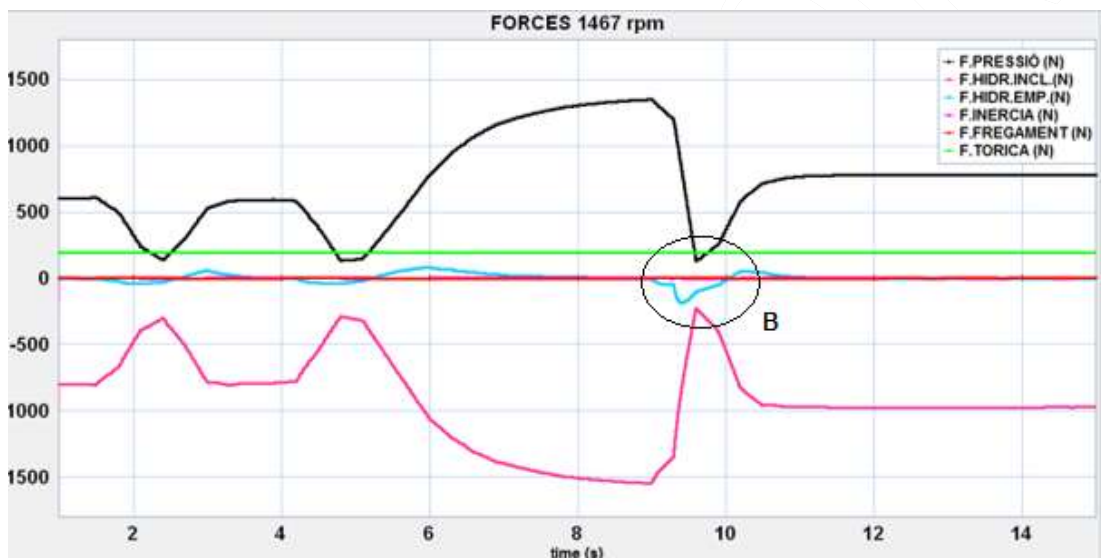


(b)

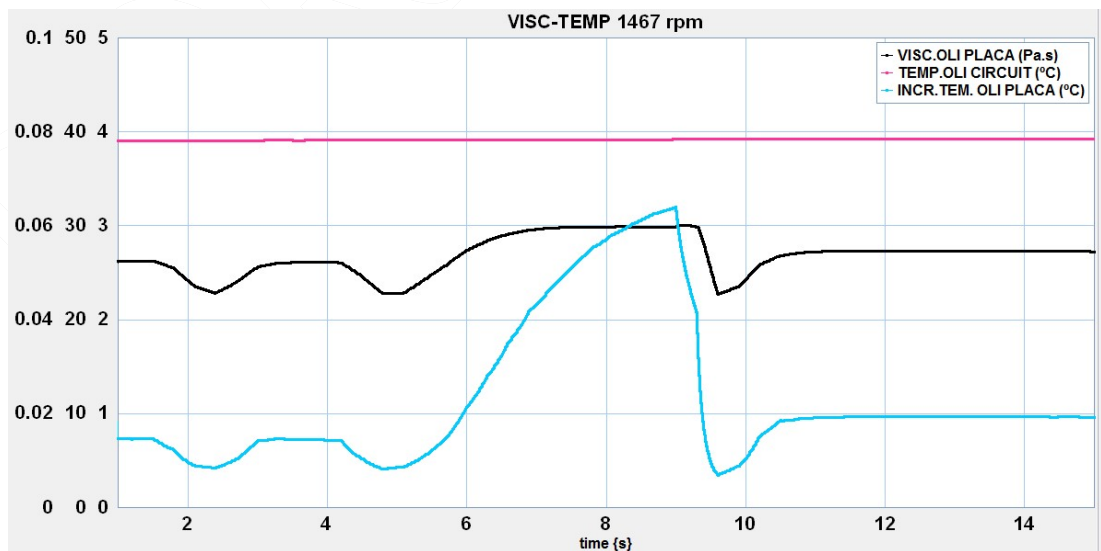
<sup>cciv</sup> Correspon a la nomenclatura del Capítol 7



(c)

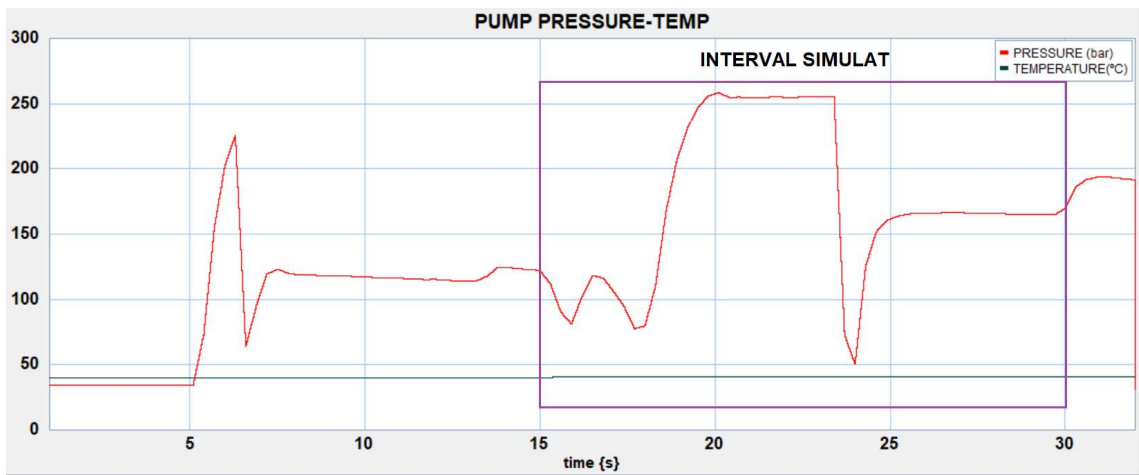


(d)

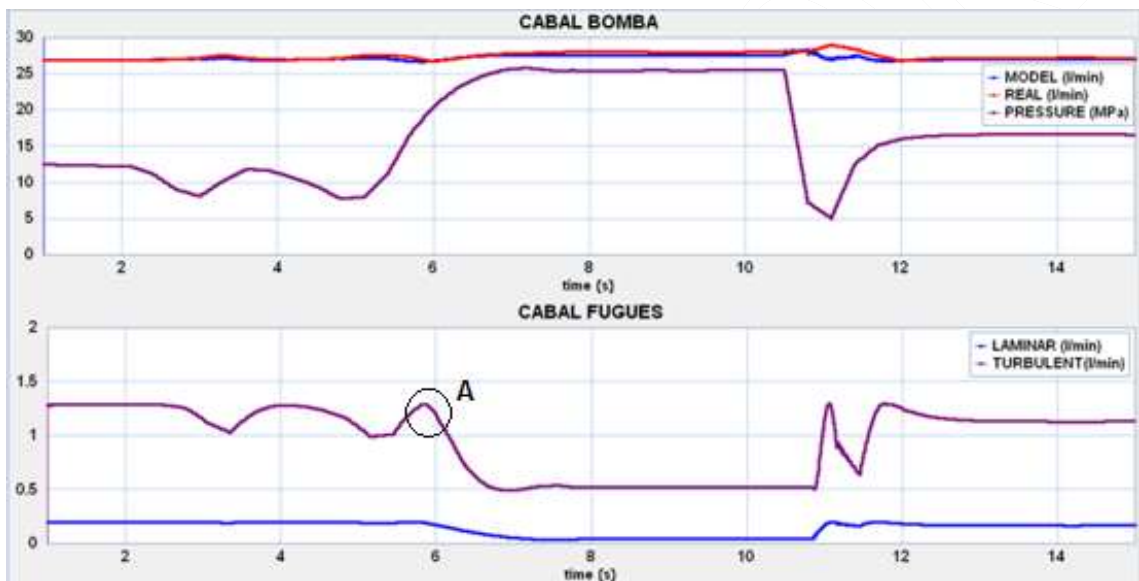


(e)

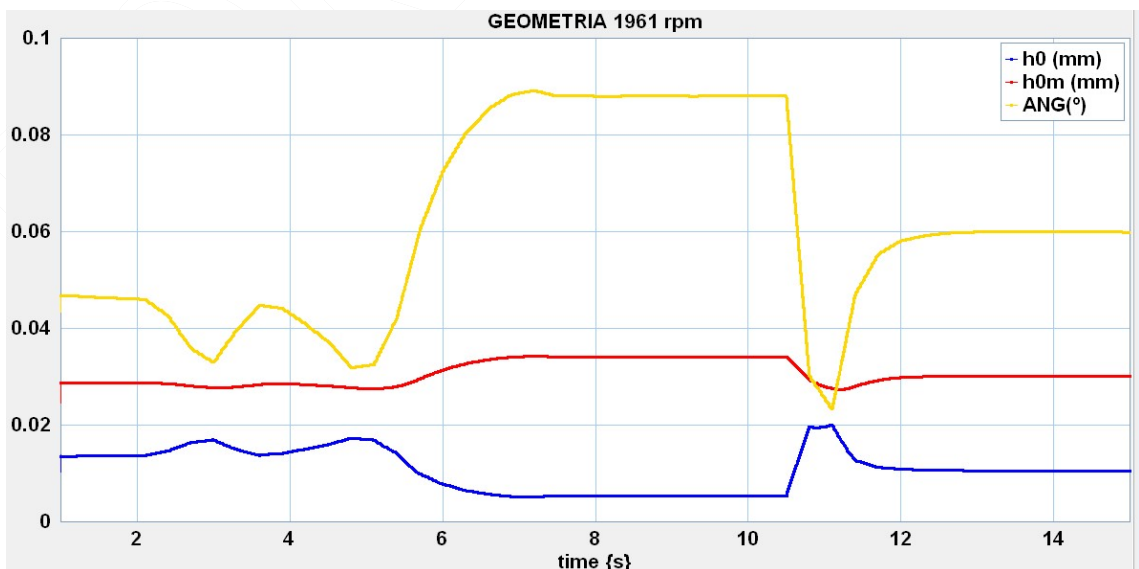
Figura 8-31: Resultats de la simulació conjunta de bomba i placa (JIB 1467 rpm)  
 a) Pressió de treball, b) Cabal de la bomba i fuites, c) Espessor mínim, mig i inclinació, d) Forces sobre la placa,  
 e) Temperatura oli, increment temperatura i viscositat a la placa



(a)

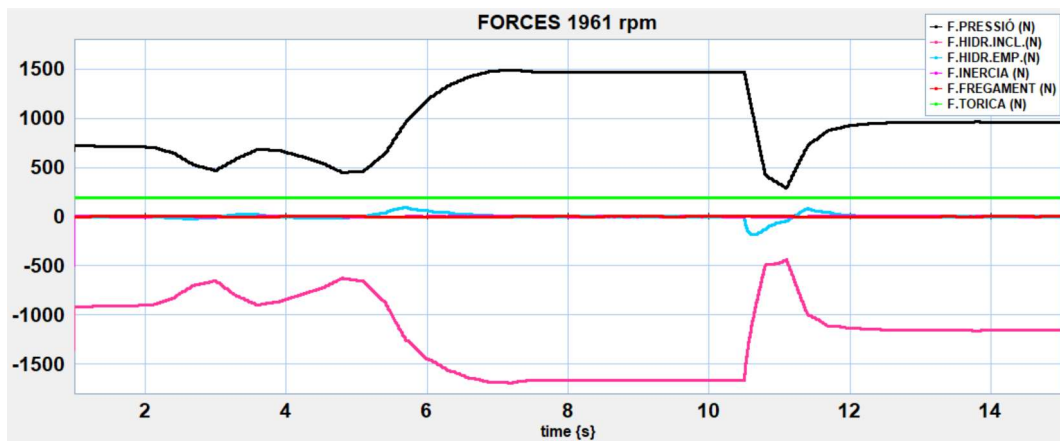


(b)

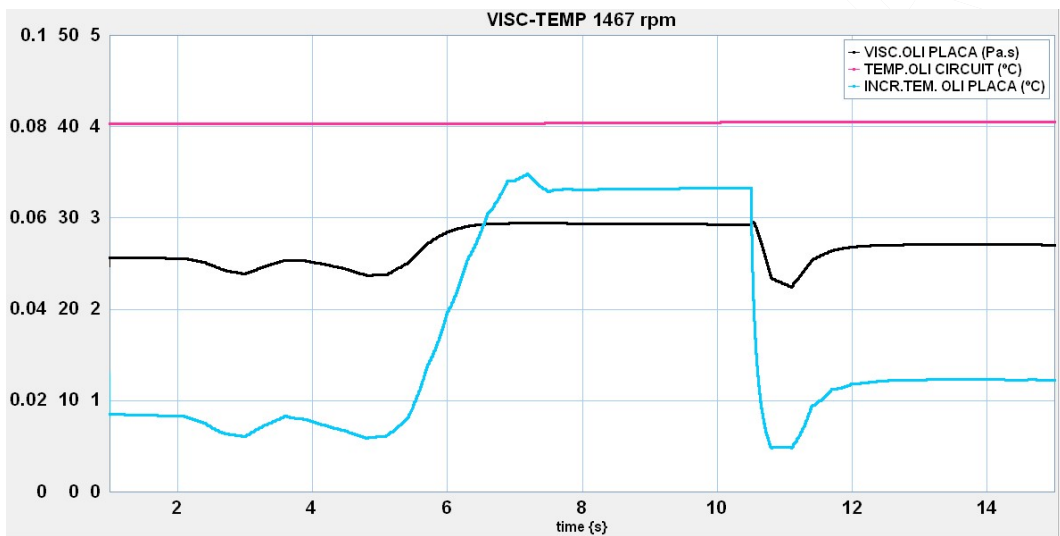


(c)





(d)



(e)

Figura 8-32: Resultats de la simulació conjunta de bomba i placa (JIB a 1961 rpm)

- a) Pressió de treball, b) Cabal de la bomba i fuites, c) Espessor mínim, mig i inclinació, d) Forces sobre la placa,
- e) Temperatura oli, increment temperatura i viscositat a la placa

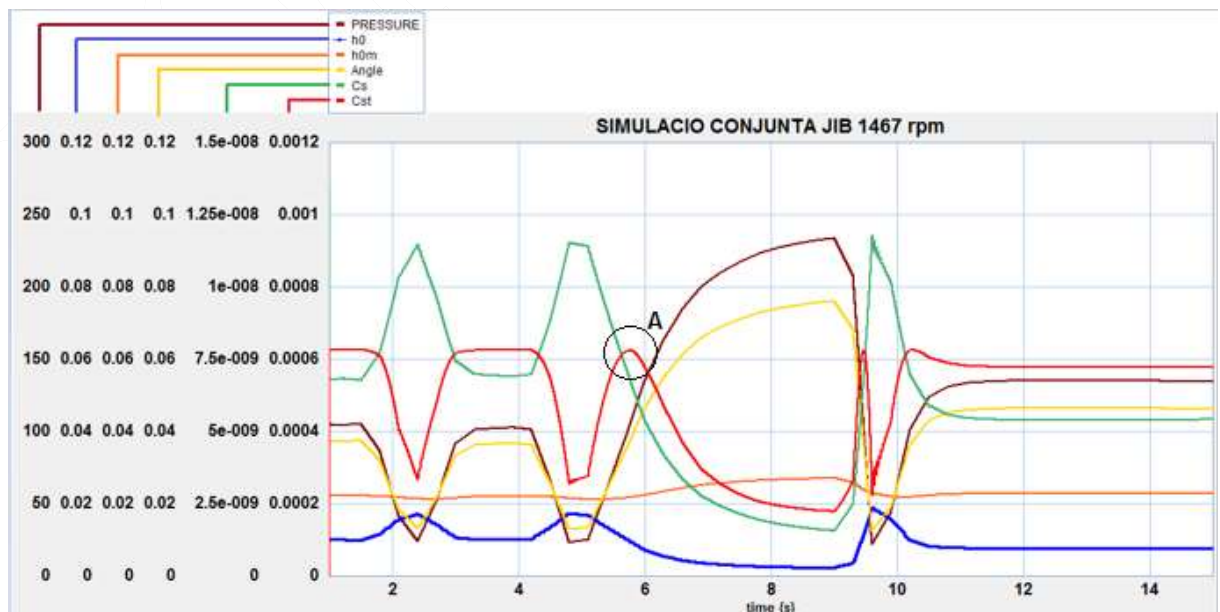


Figura 8-33: Relació entre els coeficients de fuites amb la posició de la placa (JIB 1467 rpm)



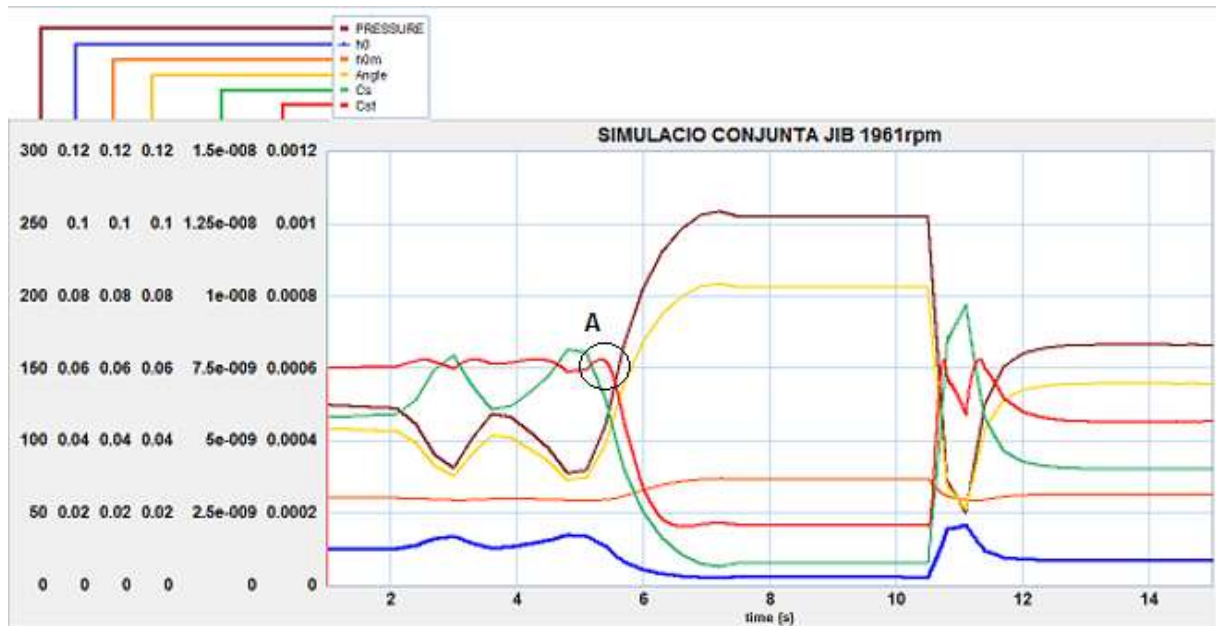


Figura 8-34: Relació entre els coeficients de fuites amb la posició de la placa (JIB 1961 rpm)

En els experiments numèrics des de la Figura 8-31 a la Figura 8-34, per tal evitar al inici dels gràfics unes pertorbacions de tipus numèric provocades per les condicions inicials de  $t=0$ , s'ha omès la representació dels valors simulats obtinguts en el interval de temps de 0 a 1(s). En el Capítol 7 s'introduïa en el model de placa una posició inicial igual a la experimental, per començar la simulació dels cicles en les mateixes condicions que en les mesures experimentals. En el Capítol 8, cas de simulacions de màquina real, no es coneix aquesta posició, pel que es deixa aquest interval de temps per establir la posició inicial de la placa.

### 8.4.5 Discussió de la monitorització conjunta del model de bomba i placa

Tot seguit s'exemplificarà la potència de l'eina creada que permet simular simultàniament el comportament de la bomba i el de la placa lateral. Entre els fenòmens que es poden observar es destaquen els següents.

#### 8.4.5.1 Coeficient de fuites laminars $C_S$ inversament proporcional al espessor mínim $h_0$

Les fuites laminars són en tot moment menors que les de naturalesa turbulenta, tal i com ja s'ha constatat en el Capítol 4, sent el seu valor màxim en la Figura 8-31(b) i la Figura 8-32(b) d'uns 0.3 lpm, i sent quasi nul·les a pressions properes a 250 bar. La disminució d'aquestes fugues amb la pressió és degut a la disminució dràstica del coeficient de fuites laminars  $C_S$  amb la pressió, sent deguda aquesta a la disminució del espessor mínim  $h_0$  i la inclinació  $\alpha$ . Per tant, és demostra que aquestes fuites es produeixen bàsicament entre placa i engranatges, i el mecanisme de compensació del joc axial fa que no només no augmentin amb la pressió, sinó que disminueixin.

#### 8.4.5.2 Punt d'inflexió en les fuites turbulentes

És el fenomen assenyalat com a A en el instant  $t=6$  (s) en els gràfics de la Figura 8-31(b) i Figura 8-33. Es manifesta un punt d'inflexió de les fuites turbulentes a aproximadament 150 bar (predominants en tot moment respecte les laminars, amb valors màxims de fins 1.4 lpm). O sigui, aquestes augmenten fins a aquesta pressió, per posteriorment disminuir. Aquest curiós fenomen es pot explicar pel canvi de tendència en el coeficient de fuites turbulentes  $C_{ST}$ . La Figura 8-14 mostra com aquest es produeix a uns 150 bar en el cas de 1467 rpm i a 100 bar en el cas de 1961 rpm. Al ser el cabal de fuites turbulentes proporcional a aquest coeficient i a l'arrel quadrada de la pressió, pesa més la disminució d'aquestes per la disminució del coeficient que l'increment degut al augment de la pressió. Ara bé, el més curiós és que aquest punt d'inflexió en un augment continu de la pressió no s'observa en cap de les variables geomètriques. Per tant es realitzen les següents hipòtesis sobre aquest comportament.

- a) És degut un canvi en el comportament fluidodinàmic, tenint en compte el ja observat per Algar (113)<sup>ccv</sup>, de que l'equació de Torricelli 4.16 utilitzada per a modelar les fuites turbulentes també por ser utilitzada amb números de Reynolds baixos, i per tant, en règim laminar. Aquesta casuística ja va ser explicada en el Capítol 4, podent-se observar en la Figura 4-5 com a partir de Reynolds inferiors a 100 hi ha una disminució brusca del coeficient de descàrrega del orifici, fet que seguint amb l'analogia, suposa la disminució del coeficient de fuites turbulentes observada en el model. Per tant, es podria donar el cas que s'està plotejant en el gràfic unes fuites en principi en règim turbulent, però que passen a tenir un Reynolds tant baix que es converteixen en laminars. La manera amb la qual s'ha generat el model fa que apareguin representades en el terme de fuites turbulentes degut a que es tracta de fuites assimilables a un orifici, i per tant, s'han suposat independents de la viscositat. Per tant, les hipòtesis de partida per a generar el model, utilitzades també tant per Schloesser (30), Dorey (37) i Wilson (114) entre altres, poden ser qüestionades. El règim de fuites en les singularitats, bàsicament la zona del engranat i entre la punta de les dents i la carcassa en la zona propera a l'aspiració, podria tenir un comportament d'una transició a turbulència desenvolupada.

En les simulacions dutes a terme amb els mateixos cicles, però variant la temperatura, l'espessor mínim de la pel·lícula d'oli entre placa i engranatge és d'aproximadament 2.4  $\mu\text{m}$  a 40°C com s'aprecia en la Figura 8-35. Únicament canviant la temperatura a 60 °C, l'espessor mínim es redueix a 0.4  $\mu\text{m}$  tal i com s'aprecia en la Figura 8-36. Amb una bomba de configuració semblant a l'assajada, de 30  $\text{cm}^3$ , funcionant a 270 bar, Thiagarajan i Vacca (84) modelen espessors mínims del ordre de 0.1  $\mu\text{m}$ , tenint en compte la deformació de la placa, tal i com s'observa en

---

<sup>ccv</sup> Apartat 3.4.5 "Flujo en ranuras", pàg. 56-57 i 58..

la Figura 8-37<sup>ccvi</sup>. Zardin et al. (62) consideren espessors lleugerament superiors, però en tots els casos, es considera flux règim laminar.

- b) És degut al mecanisme de compensació del joc radial. Degut al augment de pressió, arriba un moment que els coixinets hidrodinàmics i la pel·lícula d'oli entre plaques i carcassa en la zona d'aspiració cedeixen, disminuint considerablement la folgança entre els engranatges i la carcassa en la zona d'aspiració<sup>ccvii</sup>. Si es realitza la hipòtesis que les fuites turbulentes es donen principalment per la punta de les dents en aquesta zona, junt amb la zona d'engrenat, aquesta disminució de folgança portarà al punt d'inflexió de  $C_{ST}$  tal i com s'aprecia en els gràfics. Donat que aquest comportament ja va ésser observat per Gutès (4), potser aquesta segona explicació resultaria més plausible que la primera. Ara bé, el fet que la disminució posterior al punt d'inflexió sigui no sobtada, sinó progressiva, fa pensar que el fenomen pugui ésser explicat amb la suma de les dues casuístiques. La modelització 3D del moviment de la placa<sup>ccviii</sup> podria ajudar a cercar una relació entre el comportament de  $C_{ST}$  i canvis geomètrics interns de la bomba, no apreciat en el model 2D utilitzat.

#### 8.4.5.3 Aparició de forces que adhereixen la placa als engranatges

Respecte a les forces sustentadores de la placa, o sigui, les generades en l'espai entre placa i els engranatges que eviten el contacte entre ambdues peces degut a les forces hidrostàtiques, la major part correspon a la generada per la falca deguda al funcionament com coixinet de lliscament de plaques planes inclinades. S'observa que l'evolució d'aquesta força és pràcticament un mirall de la hidrostàtica, tenint un perfil quasi idèntic al del espessor mínim. Ara bé, tal i com s'indica com a fenomen B, quan hi han canvis sobtats de la pressió de treball apareix la força hidrodinàmica deguda a l'empenta en direcció del moviment de la placa. Per exemple, entorn al instant  $t=9$ (s) de la Figura 8-31 o al instant  $t=10.5$ (s) de la Figura 8-32 es produeix un descens bruscat de la pressió, ja que l'operari de la màquina deixa per un instant de realitzar el moviment del JIV. S'observa com l'espessor mínim tendeix a augmentar com a conseqüència del canvi en la inclinació de la placa, apareixent una força de sustentació com coixinet d'empenta d'un 200 N com a conseqüència de la disminució del espessor mig  $h_{0m}$ , i per tant, gens menyspreable. Aquesta força retarda el nou equilibri de la posició de la placa, havent-se de considerar que des del punt de vista mecànic, es tracta d'un sistema caracteritzat per una inèrcia i una esmorteïment viscos no lineal (per la presència de efectes tipus *stick-slip* entre altres). S'observa un retard entre el canvi bruscat de la pressió i el conseqüent canvi del espessor mínim d'aproximadament 0.3 segons, ocasionant el pic de cabal en les mesures experimentals.

---

<sup>ccvi</sup> Espessor de referència  $h_{Ref}=3 \mu\text{m}$

<sup>ccvii</sup> De fet, tota bomba d'engrenatges rodada mostra signes de desgast de la carcassa en aquesta zona degut al contacte dels engranatges a la zona d'aspiració.

<sup>ccviii</sup> Respecte l'eix x a la Figura 7-3

Funcionament d'una BE en condicions reals i validació de la parametrització.

#### 8.4.5.4 Augment de la temperatura en el interior de la pel·lícula

Finalment, respecte a la variació de la viscositat en l'espai entre placa i engranatge, els valors no són menyspreables, podent-se observar a un augment local de la temperatura del ordre de 3-4 °C. Ara bé, de la mateixa manera que la viscositat disminueix degut a la reducció del espessor mínim pel escalfament del oli lliscant, no s'ha tingut en compte l'augment d'aquesta degut al augment de la pressió en aquesta zona. Tot i tenir la correlació viscositat versus pressió preparada, es desconeix en el model la pressió del oli en l'espai placa-engrenatge, i per tant, no es pot aplicar la correcció de la mateixa manera que s'ha realitzat amb la temperatura, tot i ser qüestionable tal i com s'ha argumentat en l'Apartat 7.5.2.

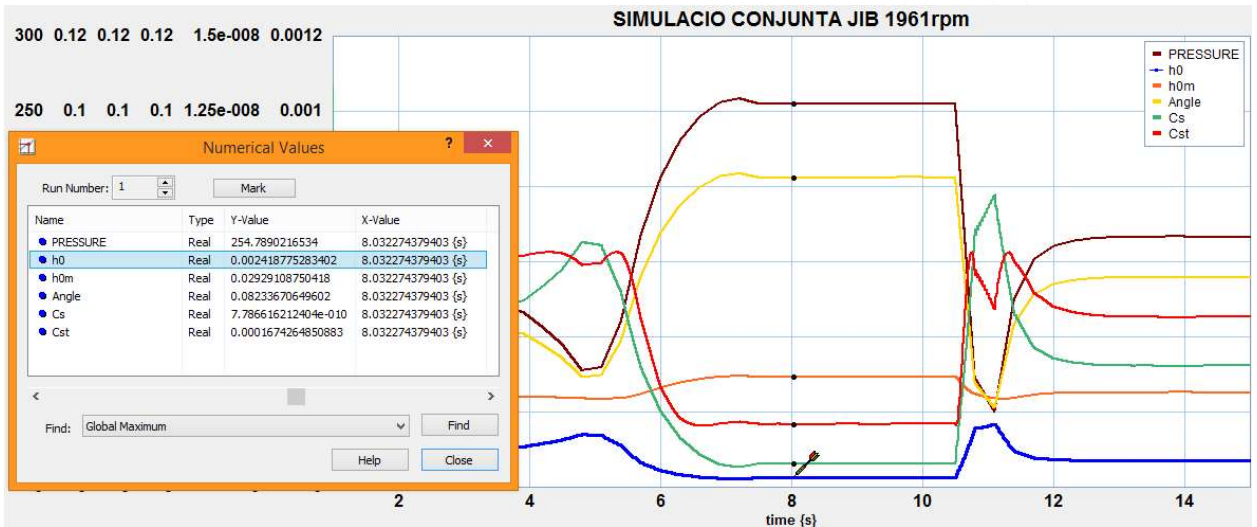


Figura 8-35: Valors de les variables en el punt d'espessor mínim (40 °C)

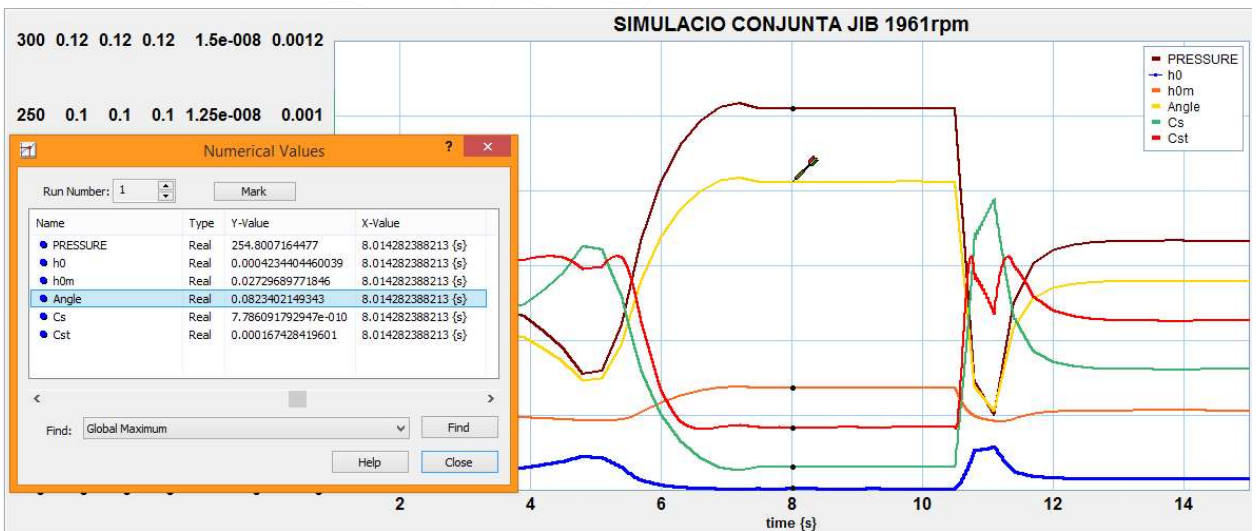


Figura 8-36: Valors de les variables en el punt d'espessor mínim (60 °C)

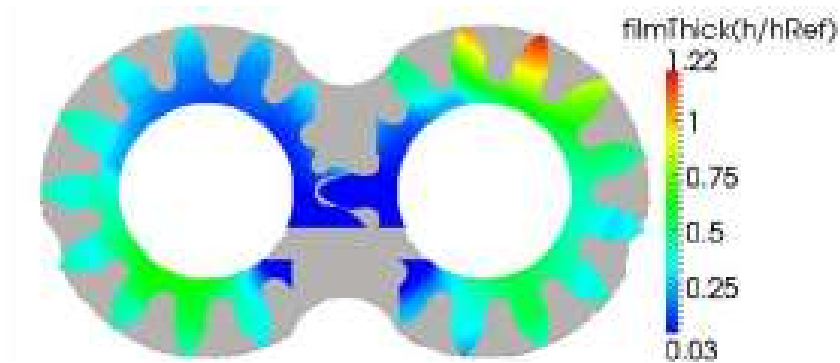


Figura 8-37: Exemple d'espessors del espai entre engranatges i placa lateral

Font: Thiagarajan i Vacca (84)

## 8.5 Consideracions finals i millora del model

Els resultats presentats fins ara, publicats en part en l'article de Torrent et al. (1), mostren la bondat del model per preveure amb certa fiabilitat el cabal entregat, el parell consumit, el rendiment volumètric i mecànic, així com la naturalesa de les pèrdues, en funció de les condicions operatives en cicles reals de treball. Aquestes són definides per la pressió de treball, la velocitat de rotació, el tipus d'oli i la temperatura d'aquest. Ara bé, al haver-se s'han constatat les mancances mencionades anteriorment, s'ha procedit a millorar el model de bomba introduint les següents modificacions, per a intentar millorar l'ajust entre els resultat mesurats experimentalment i el modelats amb els experiments numèrics.

### 8.5.1 Manca de precisió a baixa velocitats i baixa pressió.

Aquest efecte ja és descrit per Toet et al. (34), degut a un regim de lubricació no estable que condueix a una aleatorietat en les pèrdues de la bomba, no succeeix a velocitats elevades i pressions suficients per a mantenir la placa lateral posicionada amb prou rigidesa. Els comportaments aleatoris són impossibles de tenir en compte en la simulació.

### 8.5.2 Retard entre el canvi de la pressió de treball i la resposta del cabal

El model no incorpora el temps necessari per establir un nou equilibri hidrodinàmic un cop es modifica la pressió de treball, sobretot de manera sobtada, com s'ha constatat en la simulació conjunta del model de bomba i el de placa del Apartat 8.4.4. Unes determinades condicions de treball condueixen a uns coeficients de pèrdues concrets de manera instantània, sense tenir en compte el temps de resposta del sistema. Per a millorar aquest aspecte s'incorpora un retard en la resposta dels coeficients tal com mostra la Figura 8-39<sup>ccix</sup>, havent-se establert amb el criteri de fer correspondre temporalment el gràfic del cabal mesurat i el simulat, sense el decalatge temporal d'aproximadament 1-1.8 (s) que es pot apreciar en la Figura 8-38.

---

<sup>ccix</sup> Una solució ideal seria introduir els coeficients de pèrdues en funció dels espessor mínim i la inclinació de la placa, però realment s'està força lluny d'aquest propòsit.

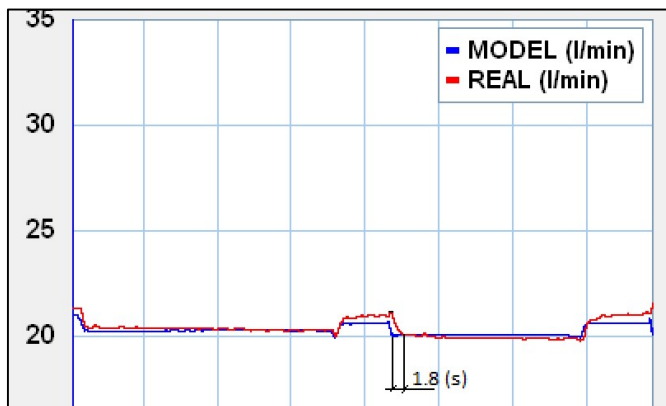


Figura 8-38: Desfasament temporal entre el cabal real i el simulat.

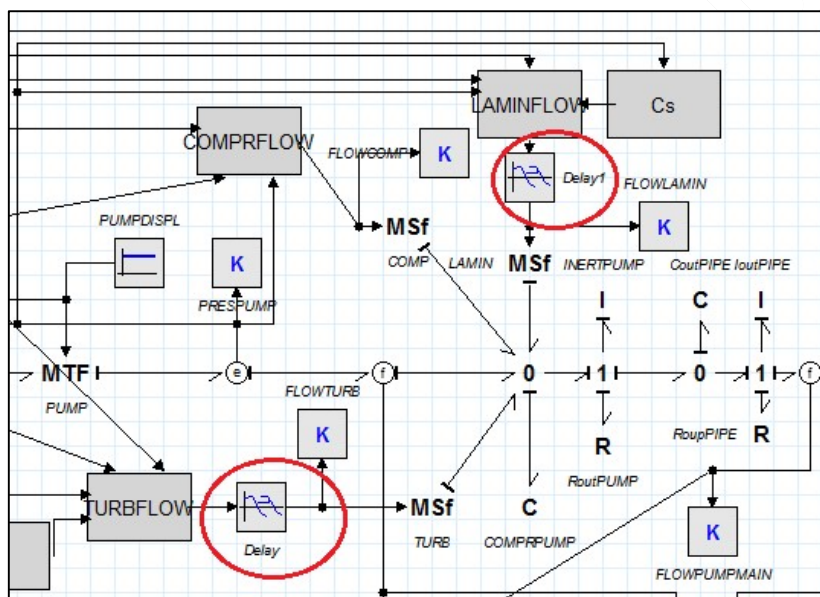


Figura 8-39: Modificació del model per introduir el desfasament entre el cabal simulat i el real.

### 8.5.3 Fuites turbulentes dependents de la viscositat

S'ha constatat que a temperatura d'assaig segons ISO 4409 a 22 °C, una part important de les pèrdues volumètriques són de naturalesa turbulenta. Per exemple, a 1600 rpm, 200 bar i 22 °C les pèrdues volumètriques són un 22% degut a la compressibilitat, un 17% laminars i un 61% turbulentes. Si la temperatura passa a 60 °C, els percentatges són 12%, 53% i 25% respectivament (veure des de la Figura 4-36 a la Figura 4-41). Si es visualitzen durant la simulació de la bomba funcionant en condicions reals (temperatura del oli aproximada a 40 °C), també es constata aquesta tendència, tal i com s'ha esposat en l'Apartat 8.4.5. S'ha arribat a la conclusió que a partir d'uns 150 bar a 1467 rpm i 100 bar a 1961 rpm, la disminució del coeficient de fuites turbulentes amb la pressió feia intuir números de Reynolds baixos, i per tant, amb una dependència d'aquestes fuites de la viscositat.

Per a resoldre aquesta fenomen, es fa l'analogia amb el flux turbulent en un tub amb nombre de Reynolds per sota de 10000, podent-se establir certa dependència de les fuites de naturalesa turbulenta de la viscositat, obtenint una millor correlació entre el cabal real i el simulat. Les pèrdues de pressió en un tub segons la expressió de Darcy-Weisbach venen determinades per

Funcionament d'una BE en condicions reals i validació de la parametrització.

$$\Delta P = f_f \rho \frac{L v^2}{d} \quad (\text{eq. 8.10})$$

on el coeficient de fricció es pren segons la fórmula de Blasius<sup>ccx</sup>, la qual engloba tant el comportament turbulent com laminar.

$$f_f = \frac{0.316}{\text{Re}^{1/4}} = 0.316 \frac{\mu^{1/4}}{v^{1/4} d^{1/4} \rho^{1/4}} \quad (\text{eq. 8.11})$$

Per tant

$$\Delta P = 0.316 \frac{\mu^{1/4}}{v^{1/4} d^{1/4} \rho^{1/4}} \rho \frac{L v^2}{d} = 0.316 \frac{\mu^{1/4}}{d^{5/4} \rho^{1/4}} \rho L \frac{v^{7/4}}{2} \quad (\text{eq. 8.12})$$

Tenint en compte que la velocitat es proporcional al cabal

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi d^2} \quad (\text{eq. 8.13})$$

$$Q_{ST} = K \left( \frac{\Delta P}{\mu^{1/4}} \right)^{4/7} = K \frac{1}{\mu^{1/7}} \Delta P^{4/7} \quad (\text{eq. 8.14})$$

O sigui, s'ha establert un cabal de fuites turbulentes proporcional a  $\Delta P^{4/7}$  en comptes de  $\Delta P^{1/2}$ , i inversament proporcional a  $\mu^{1/7}$  en comptes d'independent de la  $\mu$ . El valor de la constant K depèn tant del diàmetre com de la longitud del “tub de fuites”. Per tant, podria haver-se aplicat teoria dimensional de la mateixa manera que es va aplicar en l'Equació 4.27 per determinar amb quin exponent s'introdueix el desplaçament. Per aprofitar el model creat, i per tant, els coeficients de fuites turbulentes experimentals, únicament s'ha canviat l'exponent de l'arrel de 1/2 a 4/7, s'ha considerat l'efecte de la viscositat, i s'ha cercat un factor de correcció que permeti utilitzar els mateixos  $C_{ST}$  (iteratiu, de manera que el model ajusti amb la màxima precisió). El resultat final ha estat

$$Q_{ST} = C_{ST} \frac{1.31}{\mu^{4/28}} \left( \frac{2\Delta P D^{4/3}}{\rho} \right)^{4/7} \quad (\text{eq. 8.15})$$

#### 8.5.4 Caracterització de la viscositat en funció de la pressió

Finalment esmentar que mentre en el banc d'assaig de laboratori es va utilitzar un oli Fuchs Renolin B10 HM 32, la màquina LLAMADA P140 incorpora un Shell Tellus S2 HV46, les característiques del qual es poden apreciar en la Figura 8-40 . Tot i que en l'article mencionat Torrent et al. (1) no es va tenir en compte en el model la variació de la viscositat amb la pressió, s'ha introduït en el model millorat una correlació de la viscositat versus temperatura i pressió semblant a la utilitzada en el Capítol 7,

$$\mu = 37.8T^{-1.84} e^{0.0019P} \quad (\text{eq. 8.16})$$

obtinguent-se aquesta expressió de la mateixa manera que s'ha descrit en l'Apartat 7.4.2.

<sup>ccx</sup> [https://es.wikipedia.org/wiki/Heinrich\\_Blasius](https://es.wikipedia.org/wiki/Heinrich_Blasius)



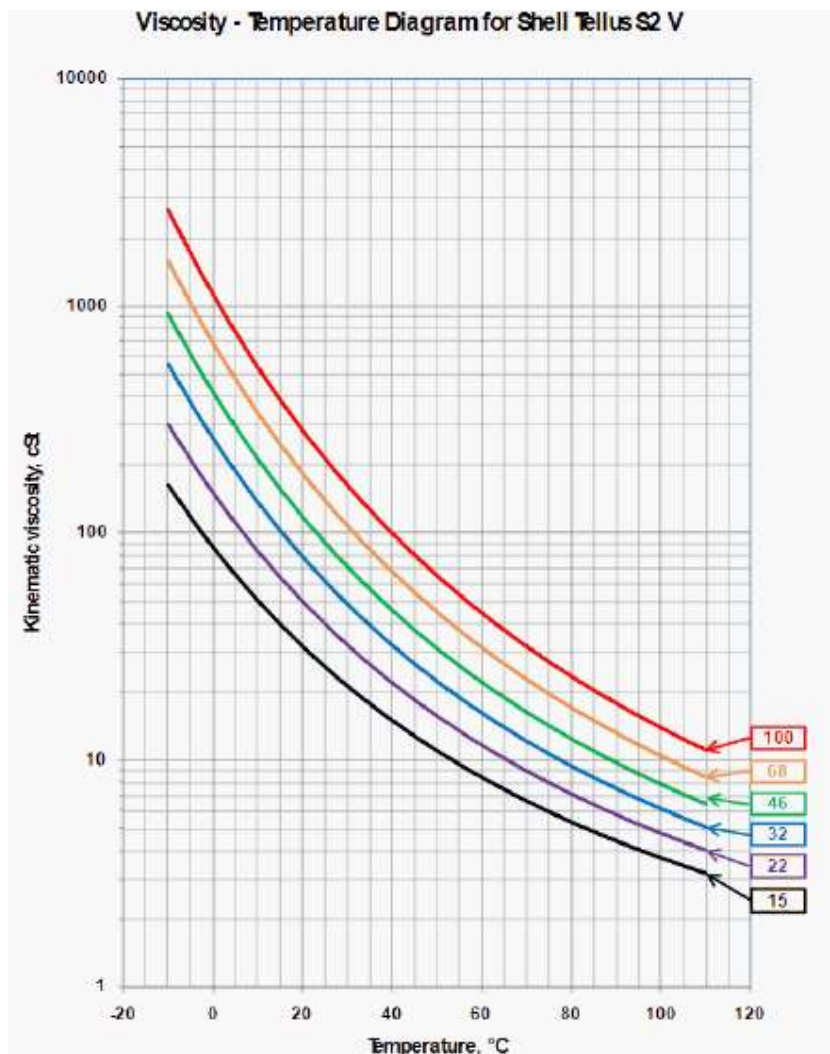


Figura 8-40: Característiques oli Shell Tellus S2

### 8.5.5 Diagrama de BG definitiu

La Figura 8-45 mostra el BG amb la incorporació de totes aquestes millores, on bàsicament s'han introduït funcions DELAY per introduir el retard de les variacions de cabal respecte les variacions de la pressió de treball, s'ha modificat el bloc de càlcul TURBFLOW per fer-lo dependent de la viscositat, i s'ha introduït en el bloc VISCVAR la pressió de treball per a calcular la viscositat. De la Figura 8-41 a la Figura 8-44 s'aprecien els resultats de pujar i baixar el JIB a 1467 i 1961 rpm. A part d'una millor correlació entre els resultats reals i els modelats, es segueix apreciand la punta de cabal al descomprimir el circuit degut a l'engaxada de la placa ja explicada anteriorment. Sense cap dubte aquest fenomen està relacionat amb la histèresis al realitzar l'assaig ISO4409 (Capítol 4), amb la de la mesura del espessor entre placa i engranatge (Capítol 6) i finalment també el comportament observat en el model del moviment de la placa lateral (Capítol 7).

El retràs en la variació del cabal del model respecte la variació de pressió és semblant al que té el cabal real, ja que el model incorpora el temps necessari per establir l'equilibri de la lubricació interna.



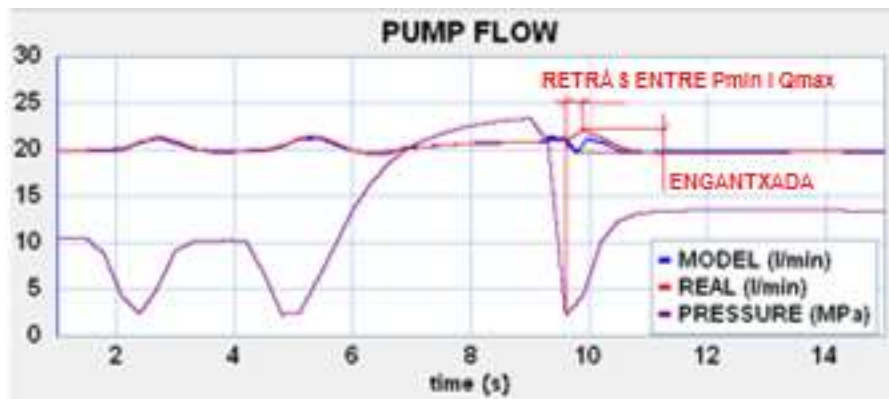


Figura 8-41: Comparació del cabal real i simulat pujar i baixar JIB 1467 rpm

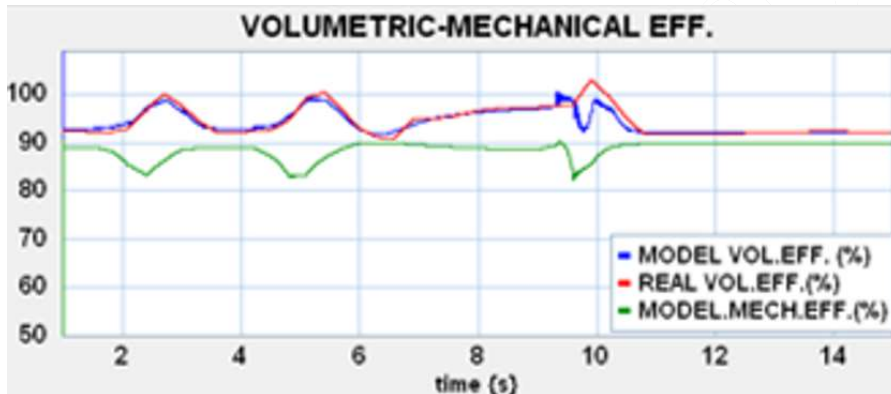


Figura 8-42: Comparació dels rendiments reals i simulats pujar i baixar JIB 1467 rpm

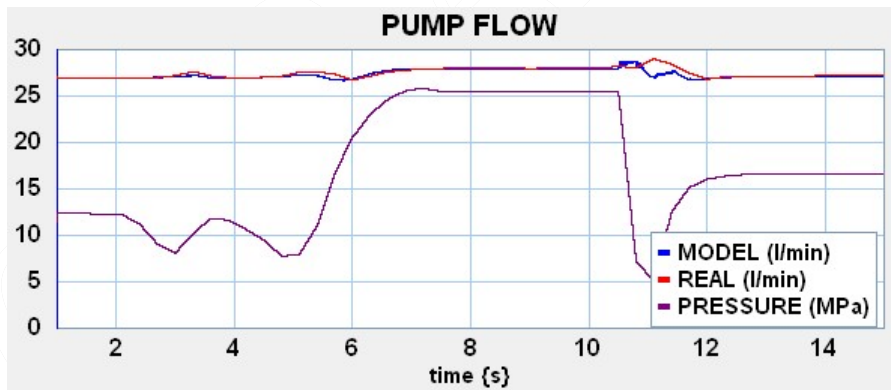


Figura 8-43: Comparació del cabal real i simulat pujar i baixar JIB 1961 rpm

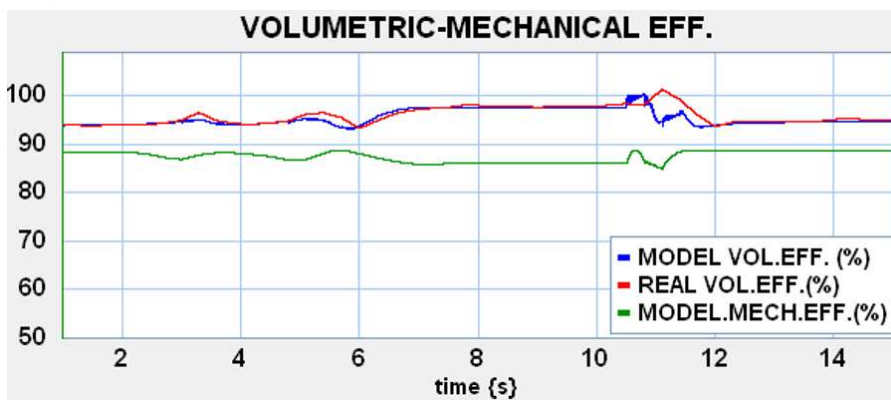


Figura 8-44: Comparació dels rendiments reals i simulats pujar i baixar JIB 1961 rpm

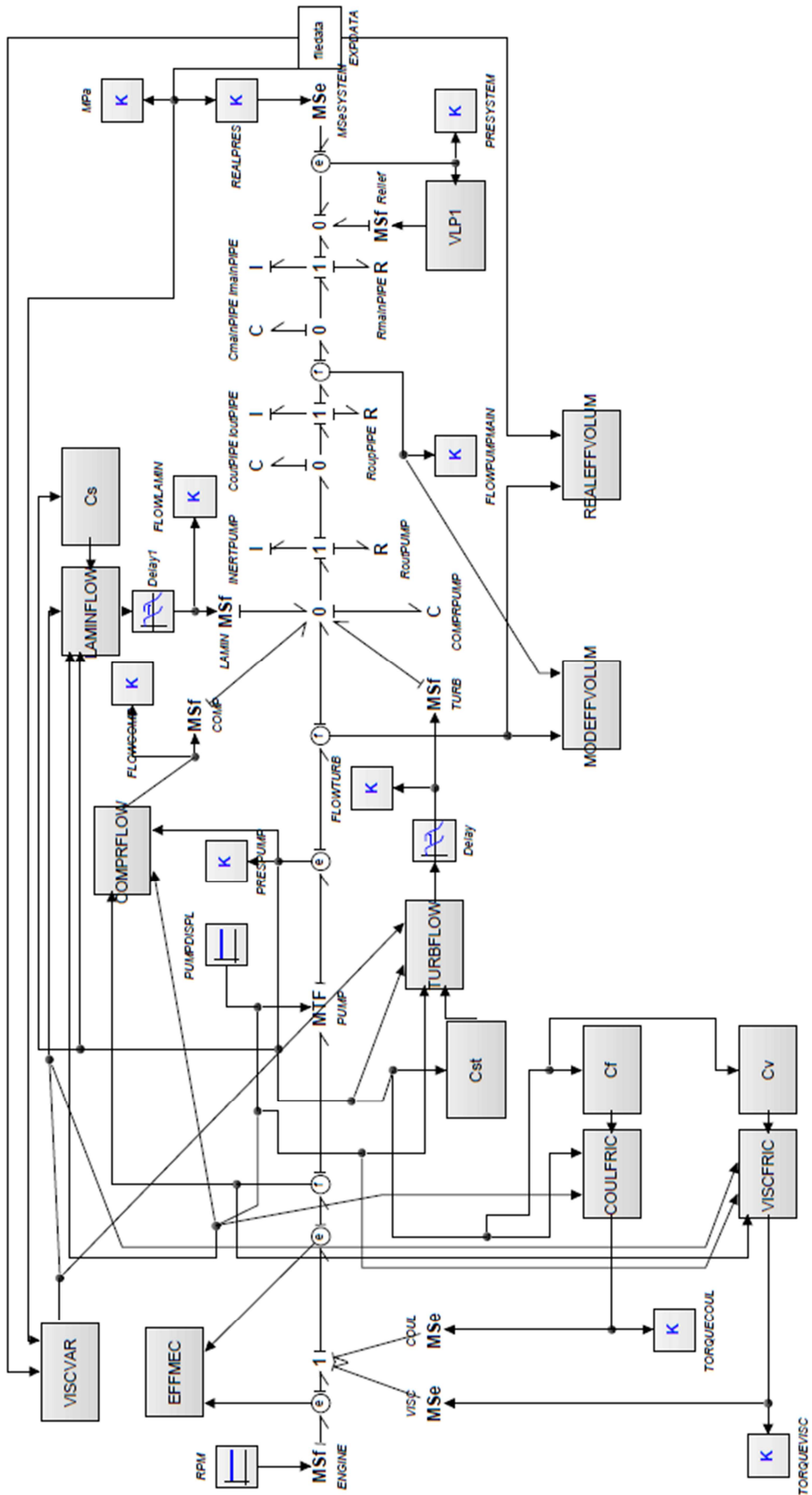


Figura 8-45: Bond Graph definitiu del funcionament de la bomba de referència

### 8.5.6 Experiments numèrics per validar comportaments específics.

Per a validar que les hipòtesis realitzades per explicar les discrepàncies entre els resultats experimentals i els simulats siguin correctes, es procedeix a estudiar el comportament de la placa lateral en assaigs numèrics de cicles de treball molt específics. Els fenòmens als quals es pretén donar explicació són l'existència d'un cabal experimental després d'una pressurització superior al simulat, els pics de cabal instantanis al despressuritzar i d'un retard de la resposta de la bomba davant canvis de pressió, enumerats tots ells al final del Apartat 8.4.3. Aquests cicles específics han de forçar el fenomen que es pretén reproduir, de manera que s'evidenciï el que s'ha manifestat en els assaigs en màquina real.

#### 8.5.6.1 Cabal experimental després d'una pressurització superior als simulat

S'ha observat que la disminució dels coeficients de fuites laminars  $C_s$  en tot el rang de pressió i de les turbulents  $C_{ST}$  a partir d'entre 100 i 130 bar segons la velocitat de gir (veure Figura 8-14) degut als mecanismes de compensació axial i radial, sembla ser més acusada en les proves de camp que en els assaigs de laboratori. Per a validar si pot ser degut a que la posició de les plaques laterals depengui de si la pressió s'assoleix progressivament com s'ha realitzat en els assaigs de laboratori o de manera sobtada com en les proves de camp, es procedeix a sotmetre el model de placa a dos cicles a 40°C i 1500 rpm. S'augmenta la pressió progressivament durant 2 segons a 100 bar, per posteriorment, augmentar-la fins a 250 bar de dues maneres distintes. En el primer cas, mostrat a la Figura 8-46 replicant les condicions de laboratori, l'augment es seguirà realitzant de manera gradual, mentre que en el segon cas, mostrat a la Figura 8-47, es simula un augment sobtat de la pressió de 100 a 250 bar en 0.5 segons.

La posició d'equilibri de la placa en ambdós casos és la mateixa, no havent-se observat cap moviment que faci pensar una posició d'equilibri distinta a la mateixa pressió depenent de com s'hi ha arribat, si de manera progressiva o sobtada. Per tant, aquesta discrepància entre el model de bomba i el comportament real només pot ser atribuïda a la utilització d'uns coeficients de fuites no totalment representatius de la bomba en les proves de camps, ja sigui perquè no és la mateixa bomba assajada en el laboratori, ja sigui per la dependència dels coeficients de pèrdues de la temperatura, fet no contemplat en el model.

#### 8.5.6.2 Pics de cabal instantanis al despressuritzar. Enganxada de la placa.

En el cicle simulat en la Figura 8-48 i en la Figura 8-49, la bomba treballa a pressió constant de 50 bar durant 3 segons, la pressió augmenta durant 3 segons fins a 250 bar, i sobtadament, es produeix la despressurització de nou fins a 50 bar. Es mostra el cicle des del segon 2 al 8 a temperatures de 40 °C i de 60 °C. S'observa l'aparició de la punta de cabal durant pràcticament 0.2 (s)<sup>ccxi</sup>, mentre que l'equilibri intern s'aconsegueix aproximadament en el segon 7, 1 (s) després d'haver-se produït la despressurització. Aquest retard en assolir-se la posició d'equilibri de la placa, degut principalment a la força hidrodinàmica com

---

<sup>ccxi</sup> Part degut a la compressibilitat del oli, part degut al retràs en la resposta de la bomba introduït en el model.

coixinet d'empenta, és la que ocasiona que la bomba estigui treballant cert temps amb pressions baixes i folgances també baixes, amb la conseqüent disminució de les fuites des de la impulsió a la aspiració.

### 8.5.6.3 Retard de la resposta de la bomba davant canvis de pressió. Histèresis.

En cicle simulat en la Figura 8-50 i Figura 8-51, la bomba treballa a pressió constant de 5 bar durant 3 segons, la pressió augmenta durant 2 segons fins a 250 bar, i realitza un cicle de despressurització també de 2 segons. Es mostra el cicle des del segon 2 al 8 a temperatures de 40 °C i de 60 °C. S'observen diferents valors tant de cabal, espessor mínim i espessor mig a la mateixa pressió de treball, depenent de si s'augmenta o disminueix, sent més acusada la histèresis a menor temperatura. Com exemple, s'assenyala el valor del espessor mínim i del cabal a 5 bar al iniciar-se la pressurització i finalitzar la despressurització, en tots dos casos a 5 bar.

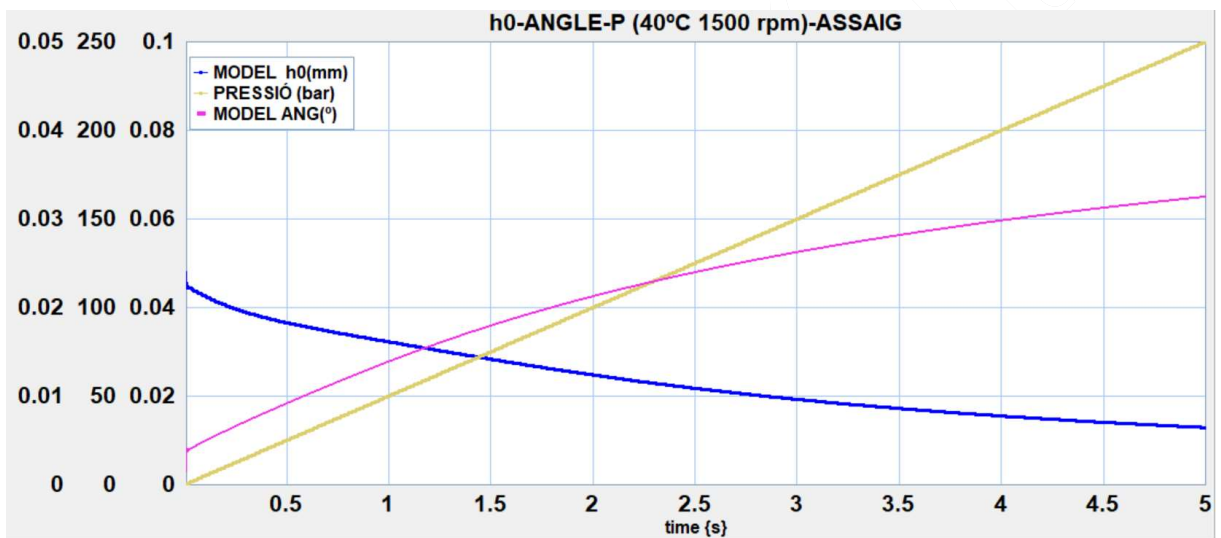


Figura 8-46: Posició de la placa amb un augment progressiu de la pressió

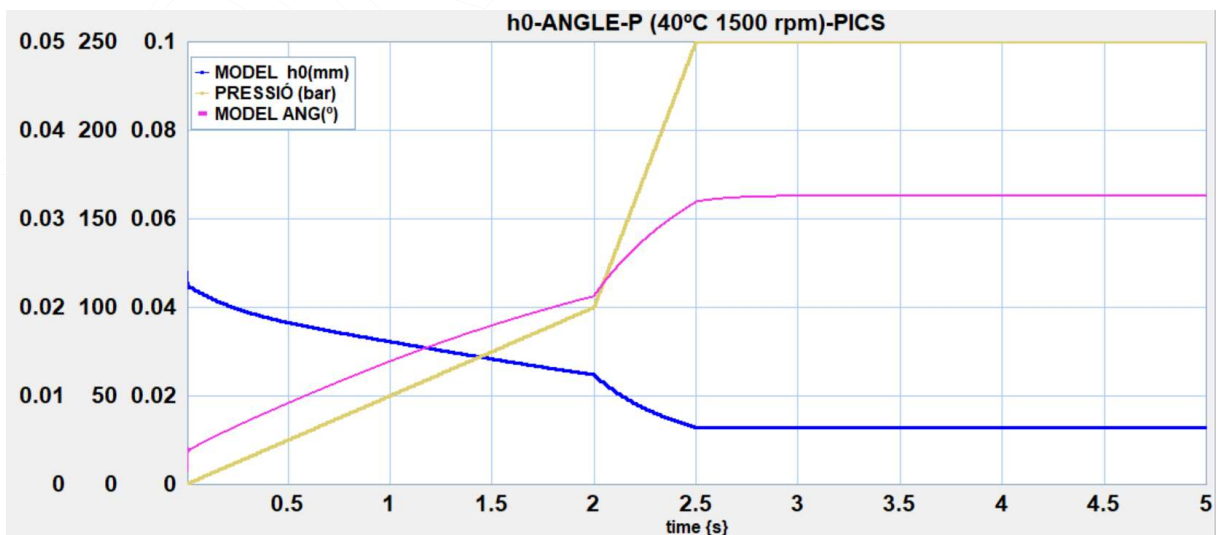


Figura 8-47: Posició de la placa amb un augment sobtat de la pressió

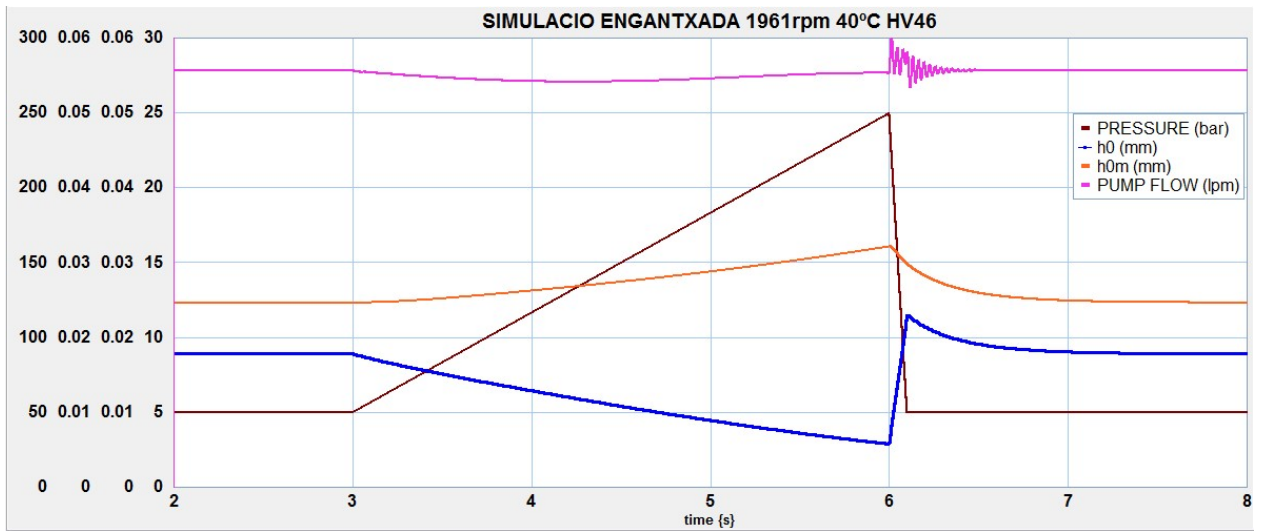


Figura 8-48: Simulació de l'enganxada de la placa (40 °C)

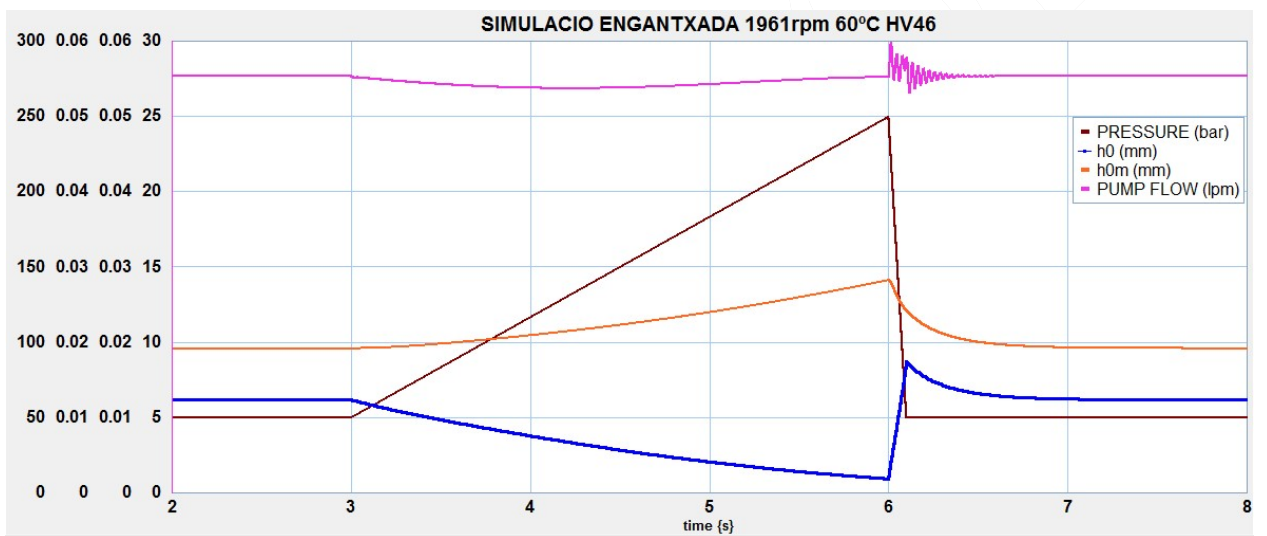


Figura 8-49: Simulació de l'enganxada de la placa (60 °C)

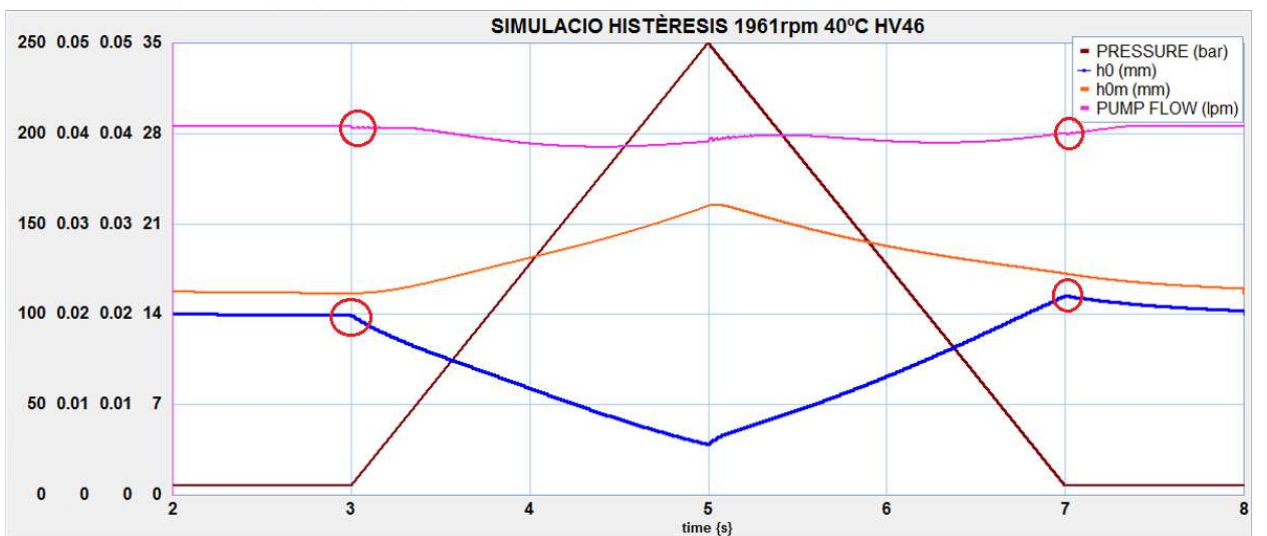


Figura 8-50: Simulació de la histèresis (40 °C)

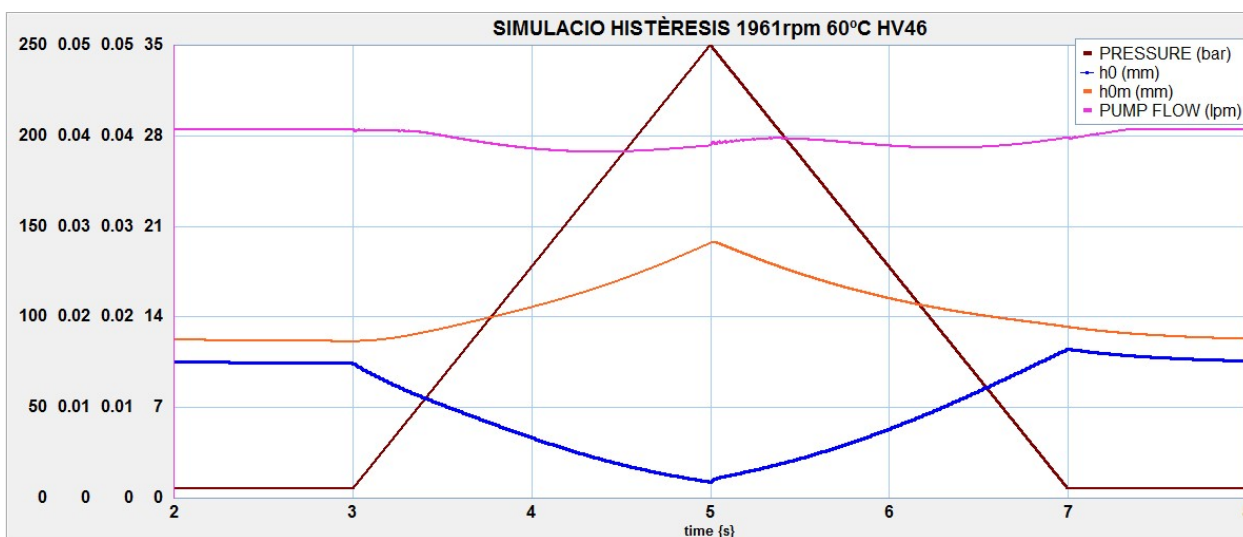


Figura 8-51: Simulació de la histèresis (60 °C)

## 8.6 Discussió final

Com ja ha s'ha comentat al llarg d'aquest capítol, la major part de la feina ha estat publicada a Torrent et al. (1). Respecte a aquesta publicació basada en els experiments del Apartat 8.4.2, s'ha ampliat la investigació amb la integració del model de la placa desenvolupat en el Capítol 7, amb la millora del model de bomba per minimitzar la diferència entre el cabal real i el simulat, i amb l'estudi de cicles de treball específics per donar explicació a fenòmens observats en les simulacions de les proves de camp.

Per tant, s'està en condicions d'afirmar que s'ha creat un model prou precís per a reproduir el comportament de la bomba. La parametrització duta a terme experimentalment, introduïda en el model mitjançant les correlacions dels coeficients de pèrdues en funció de la pressió a distintes velocitats de gir, permet estimar el comportament de la bomba, mentre que l'estudi del moviment de les plaques laterals ajuda a la interpretació dels resultats. Ara bé, existeixen certes limitacions de la modelització de la bomba a partir dels assaigs ISO 8426:1988 (paràmetre desplaçament volumètric) i del ISO 4409:1986 (paràmetres rendiment volumètric i mecànic, i coeficients de pèrdues). Tres són els exemples més clars. Primer, el rendiment real a altes pressions és superior al modelat, mentre que a baixes pressions, tot i semblar-se més els valors, succeeix el contrari. No s'ha trobat cap altre explicació que no sigui que la hipòtesis de independència dels coeficients de pèrdues respecte la temperatura utilitzada per a construir el model no sigui del tot certa, o fins i tot, que dues bombes idèntiques tinguin distintes coeficients de pèrdues en funció de les toleràncies de fabricació<sup>ccxiii</sup>. Segon, l'enganxada de la placa provoca una punta de cabal en despressuritzacions sobtades, i finalment, la histèresis del seu moviment. Les causes d'aquests darrers fenòmens són el retard de la placa en assolir un nou equilibri, sobretot pel efecte de la força hidrodinàmica

<sup>ccxiii</sup> Tot i ser a priori iguals, la bomba utilitzada en les proves de camp respecte la utilitzada en les proves de laboratori diferien força en quan a període de fabricació. S'ha intentat esbrinar contactant amb el fabricant si s'ha produït algun canvi significatiu en el seu disseny, sempre amb resposta negativa, tot i que sobre les toleràncies de fabricació no s'ha pogut aclarir si han estat les mateixes en ambdues bombes.

com coixinet d'empenta, i el fet que treballant en les mateixes condicions es puguin donar diferents posicions d'equilibri mentre la placa s'està movent (no en l'equilibri com s'ha demostrat en l'Apartat 8.5.6.1).

Aquestes dues conclusions són força trencadores en el camp d'estudi que estem tractant, no tenint constància de que hagi estat mencionades en estudis similars duts a terme amb potents eines CFD. Per tant, per a millorar el model, es procedeix a introduir un temps de retard en l'assoliment dels cabals de fuites modelats després dels canvis de la pressió de treball<sup>ccxiii</sup>, tant en el cas de les laminars com les turbulentes.

La simulació conjunta del model de bomba i el de plaques és una eina potentíssima. Per exemple, s'observa una relació directa entre el coeficient de fuites laminars i la posició de la placa, i s'ha utilitzat per explicar el curiós comportament del coeficient de fuites turbulent. Aquest augmenta lleugerament amb la pressió com a conseqüència del augment de les folgances internes, degut per exemple a la separació dels engranatges, augmentant les fuites des de la impulsió a la aspiració per la zona d'engranat. Però a partir d'una pressió entre 100 i 130 bar, aquest coeficient disminueix amb la pressió, disminuint significativament les fuites turbulentes. Al ser aquestes de força importància, fins i tot molt predominants a temperatures baixes, es conclou que tot i ser fuites a través de singularitats, el seu règim és converteix en laminar, produint-se una disminució dràstica dels "coeficients de descàrrega dels orificis"<sup>ccxiv</sup>. La causa podria ser que l'eix cedeixi dins del coixinet hidrodinàmic cap a la zona d'aspiració, disminuint la folgança entre el pic de les dents i la carcassa just en la zona on es produeix el gradient de pressió en el procés d'impulsió. Aquest efecte provocaria de manera simultània una disminució del fuites turbulentes, i un diàmetre equivalent del "orifici" menor, i per tant, una disminució del Numero de Reynolds i una conversió en règim laminar. La manera de concebre el model, el mètode tradicional utilitzat per altres autors, ha dut a denominar les fuites en singularitats turbulentes de manera general. A ben segur que un estudi de turbulència en situacions internes específiques, totalment fora de l'abast de les eines utilitzades en aquesta Tesi, corroboraria aquesta hipòtesis, però considerar a la lleugera les fuites totalment laminars com fan la majoria d'estudis numèrics avançats en les BE no sembla tampoc una hipòtesis del tot encertada<sup>ccxv</sup>.

En definitiva, s'ha creat un model de bomba senzill i rigorós, capaç de reproduir amb precisió el seu comportament en funció de les seves condicions operatives, en cicles reals, amb eines computacionals assequibles i de manera extremadament ràpida. El no poder col·locar un transductor de parell al eix de la bomba ha impedit validar el comportament mecànic del model. La metodologia utilitzada per a crear el

---

<sup>ccxiii</sup> Es tracta d'una resposta al un esglaó de pressió, i per tant, el temps de resposta és proporcional de la magnitud del canvi de pressió. No es tracta d'un temps fix.

<sup>ccxiv</sup> Recordar disquisicions de l'equació de Torricelli del Apartat 4.4

<sup>ccxv</sup> "A simple laminar flow assumption is usually considered for the leakage flow at the tooth tip of the gears, but as this paper will show, for certain EGMs this hypothesis is not valid, and effects of turbulence at the tooth tip are observed. [...] The paper investigates the limitation of laminar flow assumption and proposes turbulent flow models based on CFD simulations and existing published work outside the field of EGM simulation"; Rituraj et al. (134)



Funcionament d'una BE en condicions reals i validació de la parametrització.

model pot ser utilitzada per qualsevol altre tipus de BDVP, podent fàcilment integrar-se el BG resultant en la simulació de circuits oleohidràulics complexos.

## 8.7 Conclusions principals

Entre les principals conclusions d'aquest capítol destaquen:

- S'ha creat un model de la bomba de referència a partir de la seva parametrització arran dels assaigs de laboratori, senzill i rigorós, capaç de reproduir amb precisió el comportament de la bomba en cicles reals, amb eines computacionals assequibles i de manera extremadament ràpida.
- S'ha validat en condicions reals, havent-se observat certes mancances del model per a reproduir el temps de resposta necessari per arribar a un equilibri intern. Aquesta conclusió ha estat validada soment el model de placa als mateixos cicles reals de treball, i també, mitjançant la simulació de cicles específics per a corroborar-ho.
- S'ha demostrat la utilitat que suposa la simulació conjunta del comportament de la bomba i de la placa lateral davant els mateixos cicles de treball a fi i efecte de donar explicacions a casuístiques específiques. Aquesta argumentació ha estat àmpliament tractada en les discussions dels resultats al llarg del capítol, destacant la dependència dels coeficients de pèrdues del moviment de les plaques laterals. Un altre efecte observat i explicat mitjançant el model de placa ha estat que el cabal real mostra pics de cabal no modelats durant la descompressió sobtada, atribuïbles a la enganxada de la placa als engranatges degut a la força hidrodinàmica com coixinet d'empenta.
- S'ha proposat un model millorat (considerant les fuites dites "turbulentes" en funció de la viscositat, introduint el temps de resposta en les fuites de la bomba i la dependència de la viscositat de la pressió). Tot i la millora del comportament, el cabal a altes pressions és superior en el cas real que en el simulat. Tot sembla indicar que la causa pot estar en la gènesis del model, al no considerar els coeficients de pèrdues funció de la temperatura. També pot intervenir les distintes toleràncies internes entre la bomba utilitzada en el laboratori i la de les proves de camp.





## 9 Conclusions finals

La finalitat d'aquesta Tesi és donar resposta a si la parametrització d'una BE duta a terme mitjançant assaigs de laboratori és suficient per definir el seu comportament en condicions reals de treball. La resposta és afirmativa, però amb matisos. Tot i que el model creat a partir de la parametrització experimental respon amb precisió al comportament de la bomba en cicles reals, hi ha casuístiques que s'escapen d'aquesta caracterització, i que ja han estat exposades al llarg del Capítol 8.

Per aconseguir aquesta finalitat s'havien d'assolir primer dos objectius. En primer lloc crear un model de bomba basat amb els coeficients de pèrdues, el qual no quantifica únicament el comportament volumètric i mecànic de la unitat, sinó també caracteritza els tipus de fuites i friccions. En segon lloc, desenvolupar una eina per interpretar el comportament intern de la bomba, necessària per explicar les causes de les discrepàncies entre el cabal experimental i el simulat. La modelització de la dinàmica de la placa lateral ha estat aquesta eina. S'ha demostrat l'assoliment satisfactori d'aquests objectius, així com la total integració d'ambdós models, simulant el comportament de la bomba en distints cicles reals i comparant els resultats amb les mesures realitzades en proves de camp.

### 9.1 Aportacions de la tesi

La investigació realitzada ha aportat les següents novetats i millores a l'estat del coneixement actual i a la tecnologia d'avantguarda a l'àmbit de les bombes d'engranatges que calen ser remarcades.

- Proposta d'una metodologia genèrica per caracteritzar paramètricament el funcionament d'una BE sobre la base dels coeficients de pèrdues obtinguts de l'assaig de la bomba segons les normes ISO. La proposta és totalment aplicable a qualsevol altre tipus de BDVP utilitzada en sistemes oleohidràulics. Segons el nostre lleial saber i entendre, no existeix en la documentació tècnica consultada una investigació on s'hagi tractat una parametrització global d'una bomba com en aquesta Tesi, i tot que s'esmenta que la variació dels coeficients de pèrdues depenen del mecanisme de compensació de folgances, no s'ha trobat cap investigació que ho hagi tractat empíricament.
- Demostració que la impedància interna de la BE deduïda experimentalment segons normativa és correspon amb força exactitud amb la impedància estimada amb el model analític proposat. Aquest paràmetre generalment s'ha utilitzat com a eina per a calcular les pulsacions de cabal segons la norma ISO 10767-1:1996. L'autor creu que no es presta suficient atenció al seu significat físic, ja que la part real d'aquesta inclou el camí de fuites des de impulsió fins la aspiració, i per tant, està determinada per la posició de les plaques laterals. O sigui, les plaques laterals flotants d'una BE es poden definir com un mecanisme de variació de la impedància de la bomba en funció de les condicions operatives. És amb aquest enfoc que es considera que la modelització de la impedància

proposada en el document ISO 10767-1:1996 és simplista. Com a eina pel càlcul de les pulsacions de cabal pot ser adient i suficient, però es pot anar més enllà afirmant que amb una modelització detallada de la impedància interna de la bomba hauria de ser possible estimar amb força precisió el rendiment volumètric de la bomba. Les fuites de la bomba són conseqüència de la part real de la impedància, i per tant, objectivament no és vàlid considerar en la modelització únicament un desfasament de  $-90^\circ$  (model de paràmetres concentrats). Un model de paràmetres distribuïts s'ajusta força millor a la realitat, existint la problemàtica en tot cas de com realitzar la seva determinació experimental a baixes freqüències.

- Proposta d'una tècnica experimental per la mesura del moviment de les plaques laterals mitjançant micròmetres làser. Aquest mètode és poc invasiu comparat amb l'utilitzat per altres autors, no estant influenciat per les propietats del oli i permetent mesures a més alta freqüència que amb transformadors diferencials o instrumentació basada amb la variació d'una capacitat. Això ha permès constatar que la placa laterals sembla estar bastant immunitzada a vibrar com a conseqüència de la pulsació de pressió. Les simulació d'aquesta casuística ho ha corroborat.
- S'ha confirmat que la tècnica de BG és idònia per modelar i simular el comportament dinàmic d'una bomba d'engranatges. Amb el model de BG de la bomba complementat amb el submodel de BG del comportament dinàmic de les plaques laterals, es disposa d'una eina de simulació macroscòpica alhora d'una eina d'anàlisi de l'interior de la unitat. La informació que es pot treure d'aquest model combinat és molt potent, ja que amb eines informàtiques senzilles i amb temps d'execució molt curts es poden simular cicles de treball prolongats. Aquesta metodologia permet fer créixer el model enormement, ja sigui integrant-lo amb en el de la pròpia màquina o introduint particularitats de la bomba. La seva creació a partir d'assaigs experimentals, i la seva validació amb proves de camp, li donen un valor afegit inqüestionable.
- Afirmar que la parametrització d'una BE duta a terme mitjançant assaigs de laboratori segons normativa ISO, amb les millores proposades en aquesta Tesi, és idoni i suficient per definir-ne el comportament en condicions reals de treball.

Per tant, s'ha anar fent la bomba "transparent". S'ha realitzat un compendi d'estudis analítics de les BE que ha enriquit els coneixements del autor i ha donat sentit a l'experimentació duta a terme. S'ha sotmès una mateixa bomba a una gran quantitat d'assaigs experimentals tant en laboratori com en proves de camp sense precedents, a fi i efecte de donar solidesa tant a les hipòtesis realitzades com a les conclusions extretes. En fi, s'ha treballat amb el convenciment que el camí més senzill per a realitzar una feina és no escatimar esforços per assegurar la seva validesa.

## 9.2 Observacions sobre els resultats

En cadascun dels capítols d'aquesta Tesi hi ha hagut la discussió corresponent i les principals conclusions, les quals tenen relació tant amb els resultats obtinguts com amb la tasca realitzada, de manera que no es redundarà sobre aquests aspectes. Una visió global fa concloure que la bomba estudiada té un comportament força noble. El mecanisme de compensació del joc axial fa que la unitat presenti uns rendiments elevats a altes pressions, evidenciat amb el comportament dels coeficients de pèrdues. Aquest mecanisme mostra que la placa lateral tendeix a inclinar-se cap al engranatge en la zona d'impulsió en la majoria de condicions operatives, havent-se corroborat tant experimentalment com mitjançant les simulacions. En estudis d'altres autors sobre bombes similars no sempre succeeix, fet que pot comportar falta de fiabilitat pel trencament de la pel·lícula d'oli entre la placa i l'engranatge o vulnerabilitat davant partícules de brutícia. La placa no tendeix a vibrar, i la seva flotabilitat fa que hi hagi una resposta esmorteïda davant canvis abruptes de les condicions operatives. Les pulsacions de cabal mesurades amb la realització d'un complex assaig ISO es corresponen amb ordre de magnitud amb les calculades a partir de la variació del volum d'impulsió, determinades mitjançant la seqüència de bombeig realitzada amb CAD, i la impedància experimental té un comportament molt semblant a la calculada analíticament. Per tant, tots aquest estudis no fan més que corroborar que la bomba de referència es comporta de manera força noble.

## 9.3 Limitacions del model

Tot i l'enaltiment que es pugui realitzar del model creat, i de la metodologia duta a terme per a la seva validació, cal ser conscient que en la seva pròpia senzillesa on hi podem trobar les principals limitacions. Ja s'ha demostrat que la concepció del model, basat amb realitzar assaigs a dues temperatures per separar les fuites laminars de les turbulentes, i la fricció viscosa de la coulombiana, ens porta a resultats qüestionables. La quantificació de que la majoria de les fuites són turbulentes a baixes temperatures i el considerar que les fuites en el pic de les dents i en la zona d'engranat són laminars són dos exemples de com s'ha desmuntat la concepció de funcionament d'una BE prèvia a aquesta Tesi. Tot i que s'ha argumentat aquest comportament, potser cal fer la següent reflexió. Imaginem que la bomba està treballant a pressió i velocitat constant, i que la temperatura del oli, i per tant la seva viscositat, va variant. El model consegüentment té en compte la influència d'aquest canvi tant en el cabal entregat com en el parell necessari per a fer girar la unitat, però els coeficients de pèrdues romanen constants, i a ben segur que la geometria interna de la bomba canvià com a conseqüència de noves posicions d'equilibri de la placa lateral. O sigui, si les variacions dels coeficients de pèrdues reflecteixen canvis en la geometria interna, la modelització no s'ha realitzat de manera completa. Des de l'inici de la tesi s'ha fet esment de la necessitat de dotar al model d'un significat físic, intentant que no sigui una simple regressió polinòmica multivariable dels resultats experimentals. Però sens dubte no reflecteix els canvis de geometria interna amb la viscositat del oli. Es tracta d'una limitació de tots els models de pèrdues d'aquesta mena des del primer estudi d'aquestes

característiques realitzat per Wilson (27), no significant que el model no sigui vàlid, sinó únicament que la identificació de naturalesa de les pèrdues té certa imprecisió. El mateix sentit crític és pot realitzar a l'aplicació de la teoria dimensional que permet introduir en els models de cabal i parell el desplaçament volumètric com a substitució de paràmetres geomètrics que tinguin dimensions cúbiques. Les folgances internes de la bomba no són proporcionals al desplaçament sempre que s'augmenti aquest variant únicament la longitud del dentat. En tot cas, al haver creat un model per una sola bomba i no per un grup de distints desplaçaments, no afecta els resultats presentats en aquest Tesi.

La introducció directa en el model de la parametrització experimental no té en compte comportaments atribuïbles al temps de resposta per assolir l'equilibri de la lubricació interna. Ha calgut millorar el model inicial amb la introducció d'uns temps de resposta amb una base totalment empírica, o sigui, que ajustes els cicles modelats amb els mesurats en proves de camp. Introduir directament en el model els paràmetres aconseguits amb assaigs de laboratori i esperar que el model tingui un funcionament completament precís en tots els casos es pot considerar una quimera, com s'ha vist confirmat amb la bomba estudiada. S'intueix que amb qualsevol altre bomba sorgiran problemes d'aquesta mena. O sigui, el model creat directament amb la seva parametrització permet simular amb força precisió el comportament estacionari, però té mancances respecte al comportament transitori.

#### **9.4 Futures línies d'investigació**

Al haver estat necessari atacar tants de fronts, hom té la sensació de que en tot treball realitzat hi ha marge per entrar-hi amb més profunditat. A continuació es realitzarà una relació de futures investigacions que de ben segur podrien complementar la tasca realitzada en aquesta Tesi.

- Repetir la parametrització en bombes del mateix grup (mateix dentat) i amb la mateixa configuració, però canviant el desplaçament modificant la longitud del dentat, per verificar si les fuites són les mateixes al tenir les plaques laterals iguals i els mateixos diàmetres dels engranatges. Si així fos, considerar les fuites i friccions funció del desplaçament volumètric (hipòtesis bàsica del model creat) seria vàlid només si aquest es varia modificant el dentat.
- Ampliar el model BG proposat per la simulació d'una bomba BE que permeti introduir i variar la configuració geomètrica dels engranatges (p.e. perfil, ample, etc), així com la configuració de les plaques laterals.
- Estudiar BE de diferents mides i configuracions, com també bombes de diferents tipologies, com pistons o paletes, a fi i efecte d'automatitzar el tractament de les dades dels assaigs ISO amb l'obtenció de les correlacions dels coeficients de pèrdues. Al estar la feina realitzada integrada en un Projecte Europeu BRITE en el qual la bomba de referència era l'objectiu dels assaigs, ha fet que la Tesi s'hagi basat amb aquesta, sense que de les altres bombes s'hagin obtinguts resultats de manera tant rigorosa ni s'hagin realitzat les seves parametritzacions.

- Estudiar el comportament no lineal tipus "stick slip" del moviment de les plaques laterals, en particular del fenomen que hem anomenat "enganxada de la placa". S'ha demostrat que el comportament de les BE està bàsicament determinat pel moviment de les plaques laterals, i per tant, part dels problemes que tradicionalment tenen aquestes unitats segur que estan relacionades amb el seu moviment. Simular que succeeix amb l'oli a temperatures molt elevades o molt baixes (arrancades en fred) o a velocitat properes a la màxima permesa és del tot viable<sup>ccxvi</sup>. El conèixer la dinàmica de les plaques laterals enfront aquestes casuístiques segur que pot ser de gran ajuda per millorar la fiabilitat de la bomba. El model presentat podria ser una bona eina.
- Estudiar la bondat d'algunes hipòtesis realitzades per establir el model de la dinàmica de la placa. Per exemple, mesurar la temperatura dins de la pel·lícula entre placa lateral i engranatges, per a verificar si la raó per la qual el factor de forma com coixinet de lliscament  $K_d$  no és manté constant a distintes temperatures es deu a que pel càlcul del increment de la temperatura del model no es compleix la hipòtesis que tota la potència dissipada és absorbida pel fluid en condicions adiabàtiques. Un altre exemple per validar seria el valor del factor de forma com coixinet d'empenta  $K_t$ , que s'ha determinat únicament amb variables geomètriques. La resposta de la placa a una variació escaló de la pressió permetria validar el valor utilitzat, ja que la força com a coixinet d'empenta només apareix quan la placa es mou cap a una nova posició d'equilibri.
- Elaborar una metodologia per calcular la impedància interna de les bombes BDVP, com una alternativa analítica al assaig segons la norma ISO 10467. S'ha evidenciat que les pèrdues volumètriques són avaluable mitjançant la impedància interna de la bomba. Aquesta s'ha caracteritzat analíticament en base de la geometria del conducte de sortida i de les fuites mesurades amb l'assaig ISO 4409. L'autor es pregunta si la determinació de la impedància introduint el diàmetre i longitud del conducte d'impulsió, el volum d'oli d'aquesta cavitat i les fuites segons ISO 4409 no ens portaria a resultats similars als complexos assaigs ISO 10467 amb altres tipus de bombes, com ha succeït amb la bomba assajada en aquesta Tesi. Realitzar una sèrie experimental per corroborar-ho és una altra de les tasques que es podrien engegar. La intuïció fa pensar que el mètode podria ser vàlid per a BE i bombes de paletes, les quals tenen un conducte d'impulsió molt senzill, però no tant per bombes de pistons amb conductes complexos on els efectes inercials no són menyspreables.
- Unificar la normativa ISO existent, en el sentit de definir un sol banc d'assaig que englobi en una sola metodologia els actuals assaigs ISO 8426, ISO 4409 i ISO 10747. Els dos primers assaigs es realitzen pràcticament amb el mateix equip, de manera que la proposta és de sentit comú. A més a més, realitzar l'assaig ISO 8426:1988 per a determinar el desplaçament volumètric com s'ha realitzar en aquesta Tesi comporta la possibilitat de rendiments volumètrics superiors a la unitat, ja que pot donar-se el cas que

---

<sup>ccxvi</sup> Seria adient en aquest cas crear un submodel per tractar la cavitació.

el punt de fuites mínimes no siguin treballant al 5% de la pressió màxima. Per tant, per a poder realitzar el càlcul del desplaçament volumètric, caldria identificar primer aquest punt amb les dades del assaig ISO 4409. De fet, tal i com es mostrarà en l'Annex B, aquestes dades ja s'utilitzen per a realitzar l'actual ISO 8426:2008. Per a dur a terme l'assaig ISO 10767-1:1996 cal una ampliació considerable del equip utilitzat en els assaigs per a caracteritzar el règim permanent, degut a la instal·lació de la font secundària. Però si tenim en compte l'actual ISO 10767-1:2015, descrit en l'Annex B, la modificació és mínima, havent únicament de preveure la instal·lació dels transductors piezoelèctrics i dos estranguladors del cabal, sent molt menys feixuc el tractament de les dades. Ara bé, si des de la redacció al 1986 del primer assaig ISO 4409 encara s'està dubtant de la seva validesa per a caracteritzar l'eficiència volumètrica i total de les BDVP<sup>ccxvii</sup>, a ben segur que la proposta estaria envoltada de certa polèmica.

- Desenvolupar un model BG que permeti estimar el comportament d'una bomba BE treballant com a motor hidràulic, orientant la investigació a la modelització i simulació del parell d'arrancada en condicions reals de treball.

## 9.5 Comentari final

Per concloure, no voldria deixar d'esmentar el que podríem definir com la més destacada de les aportacions d'aquesta Tesi. Aquesta ha estat sense cap dubte el despertar la meva passió cap a la tecnologia oleohidràulica, la qual la he traslladat a les meves tasques professionals durant els darrers trenta anys, ja sigui en l'àmbit de la docència, la investigació i el disseny i construcció de maquinaria. Exercir amb honestat i rigor requereix tenir la màxima cura en adquirir el coneixement necessari per a dur a terme la feina del dia a dia, i se'n pot estar segur que aquesta Tesi ha servit per tal propòsit.

---

<sup>ccxvii</sup> Prestigiosos investigadors com Achten et al. (43) qüestionen recentment la totalitat del assaig.

## 10 Annexos

En tot moment s'han pres com a referència per a caracteritzar les prestacions de la bomba les normes ISO internacionals, el seguiment de les quals aporta el rigor necessari a una investigació d'aquesta mena. Aquestes acostumen a revisar-se periòdicament, i els canvis introduïts en normes consolidades o bé són nuls, o únicament de matisos. Aquest és el cas de la norma ISO 4409, que tot i haver basat la feina realitzada en el Capítol 4 en el document del 1986 (11), la darrera versió revisada del 2019 (8) no aporta cap mena de novetat respecte la del 2007 (115), un document quasi idèntic al del 1986. Aquesta norma darrerament ha estat qüestionada, i de manera lògica segons el parer del autor, per diverses raons. Una d'elles és que no apareix el terme de rendiment hidromecànic, o sigui, no tracta les pèrdues de parell per fricció. En tot cas, sabent que el rendiment total és el producte del hidromecànic pel volumètric, és fàcilment deduïble. Però la raó més important és el canvi conceptual que suposa no considerar com pèrdues volumètriques la disminució de volum degut a la compressibilitat del oli, ja que és evident que en el cas que el circuit oleohidràulic es despressuritzi, aquest volum es restitueix. El treball de Achten et al. (43) és una empenta important cap a la revisió de la ISO 4409, però el cert és que actualment encara es pren com a referència la metodologia del document del 1986.

Aquest no és el cas de la norma ISO 8426 ni de la ISO 10767. La primera, utilitzada per a determinar el desplaçament volumètric, actualment es regeix pel document del 2008 (7), el qual té diferències importants respecte al utilitzat en el Capítol 4 del 1988 (10). L'objectiu de les modificacions realitzades va ser bàsicament conceptual, definint el desplaçament volumètric com la relació entre el cabal i la velocitat de gir quan la diferència de pressió entre la impulsió i l'aspiració de la unitat sigui nul·la (2008), en comptes de a un 5% de la pressió màxima de treball (1988).

Respecte a la ISO 10767, utilitzada per a determinar les pulsacions de cabal, descrita i utilitzada en el Capítol 5, el canvi va ser degut a un clam del món oleohidràulic per a simplificar tant la seva metodologia experimental com el tractament de les dades. Fent una lectura únicament en diagonal d'aquest capítol, on s'ha utilitzat el document del 1996, el lector serà conscient a que ens referim. La versió del 2015 (9), no tan sols simplifica enormement el treball experimental, sinó que simplifica moltíssim el tractament de les dades minimitzant la possibilitat d'error.

Per tant, tenint en comte aquests precedents, es procedeix a presentar tot seguit els resultats dels assaigs actualitzats ISO 8426:2008 i ISO 10767:2015, en els Annexes B i C respectivament. Així mateix, l'Annex A es dedica a presentar resultats addicionals als del Capítol 4 i 5, que tot i no presentar cap dada rellevant, si que complementen la informació extreta dels assaigs ISO 4409 i ISO 10767. També en aquest annex hi han els resultats numèrics en taules de les mesures de la posició de la placa del Capítol 6. Per finalitzar, l'Annex D es dedica a fer un a introducció de la modelització mitjançant diagrames de BG.

### 10.1 Annex A. Resultats addicionals assaigs experimentals

#### 10.1.1 ISO 4409: 1986

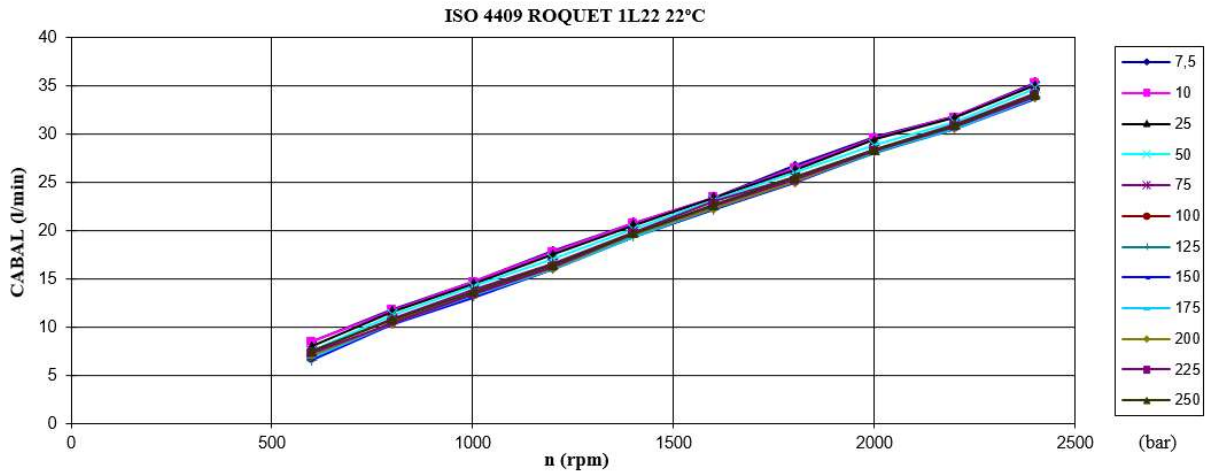


Figura 10-1: Cabal versus Velocitat de gir (22 °C)

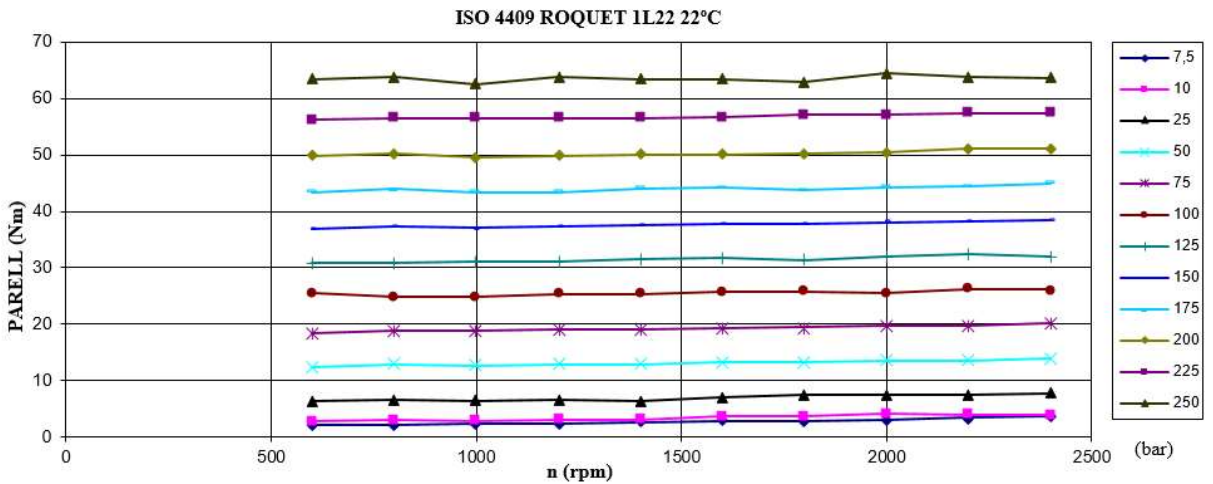


Figura 10-2: Parell versus Velocitat de gir (22 °C)

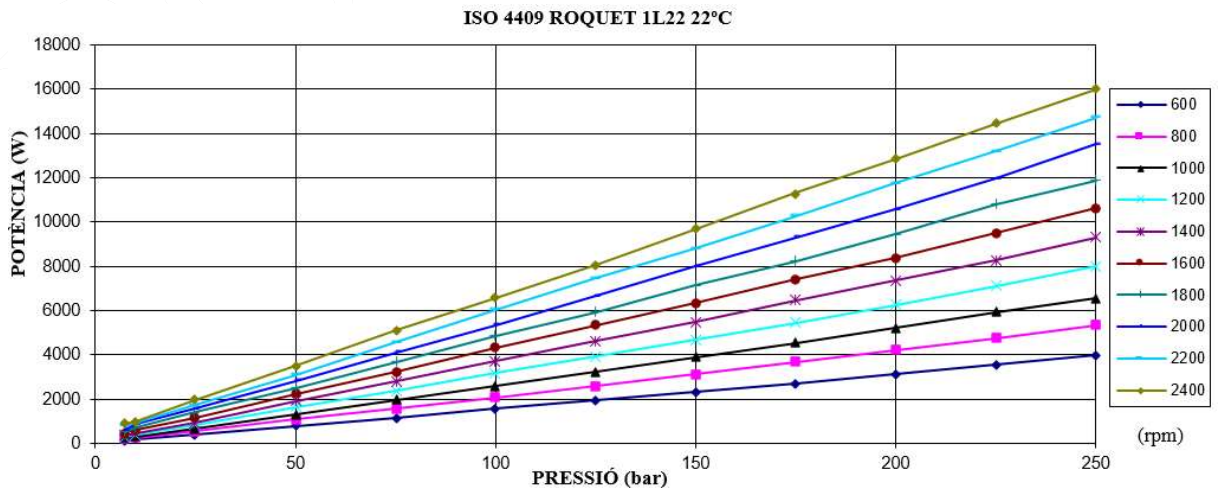


Figura 10-3: Potència versus Pressió (22 °C)



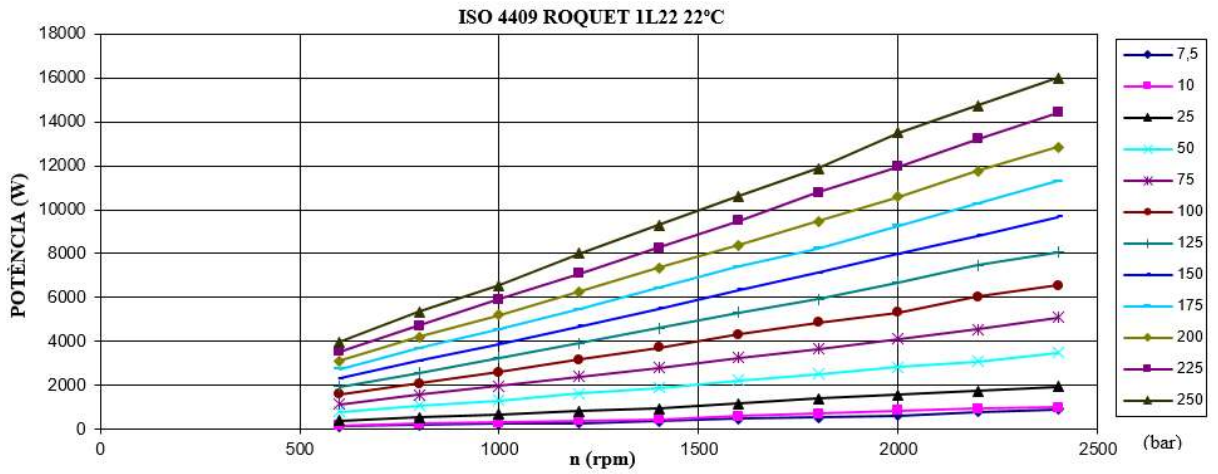


Figura 10-4: Potència versus Velocitat de gir (22 °C)

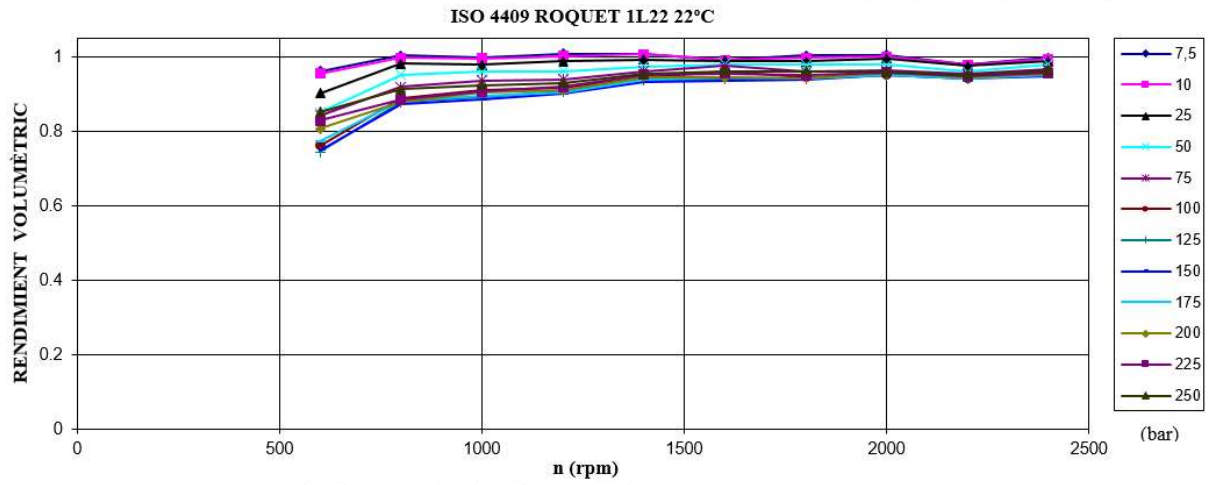


Figura 10-5: Rendiment volumètric versus Velocitat de gir (22 °C)

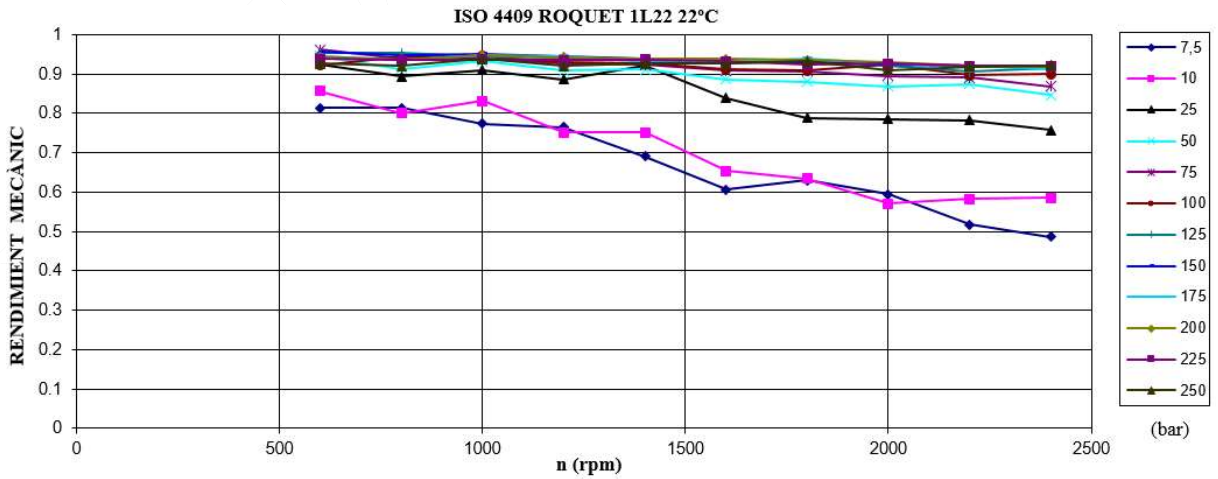


Figura 10-6: Rendiment mecànic versus Velocitat de gir (22 °C)

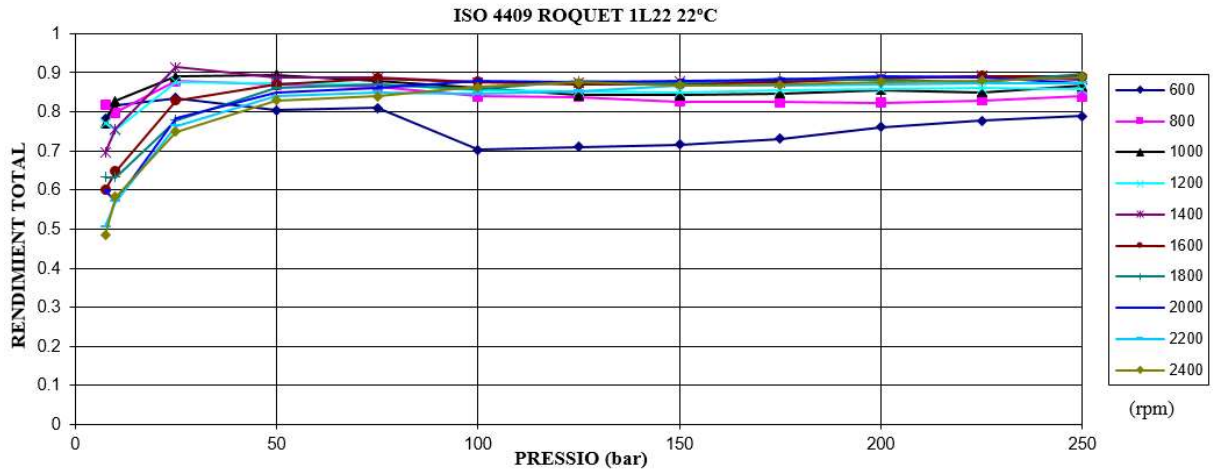


Figura 10-7: Rendiment total versus Pressió (22 °C)

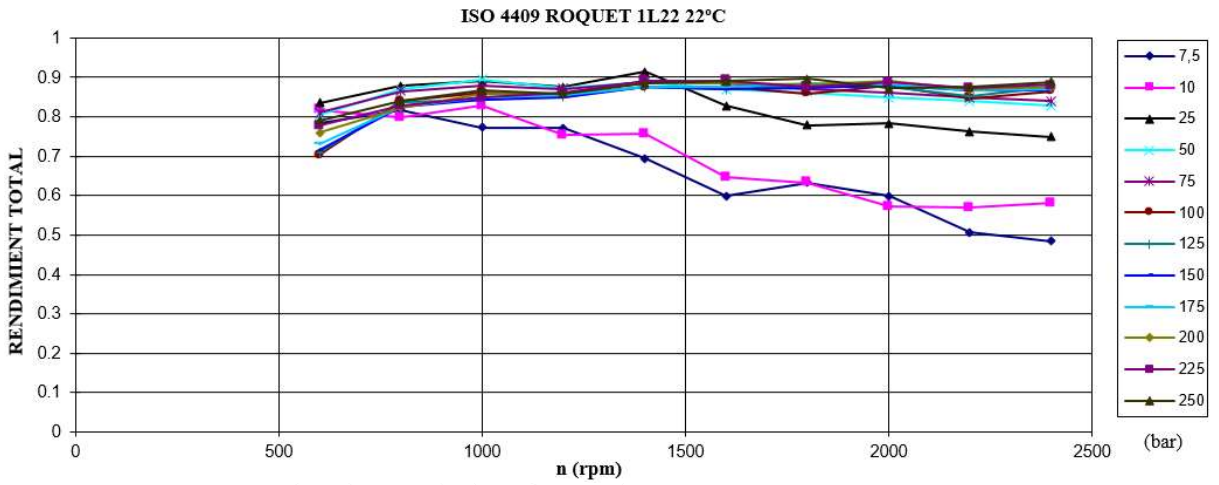


Figura 10-8: Rendiment total versus Velocitat de gir (22 °C)

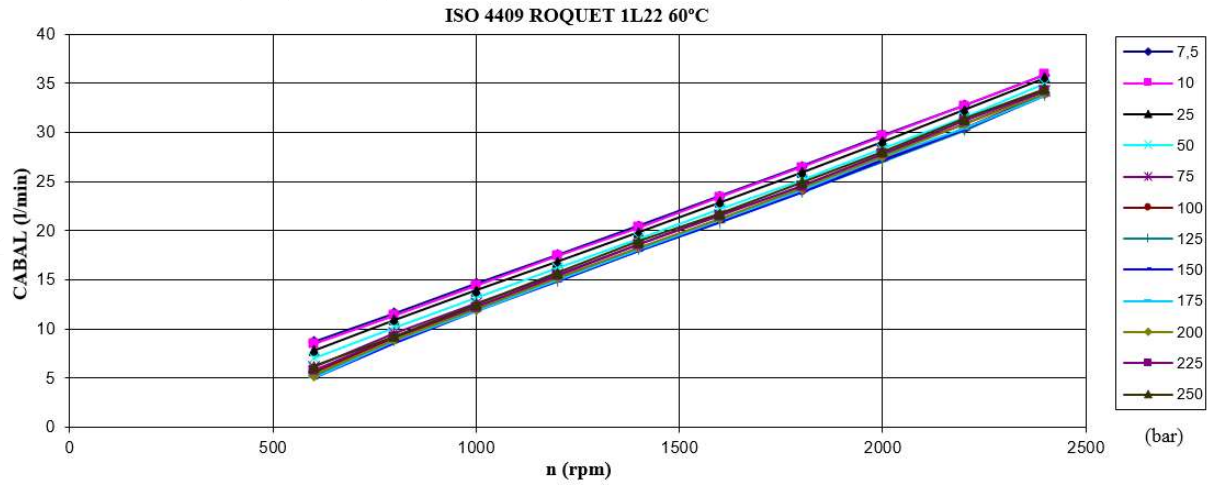


Figura 10-9: Cabal versus Velocitat de gir (60 °C)

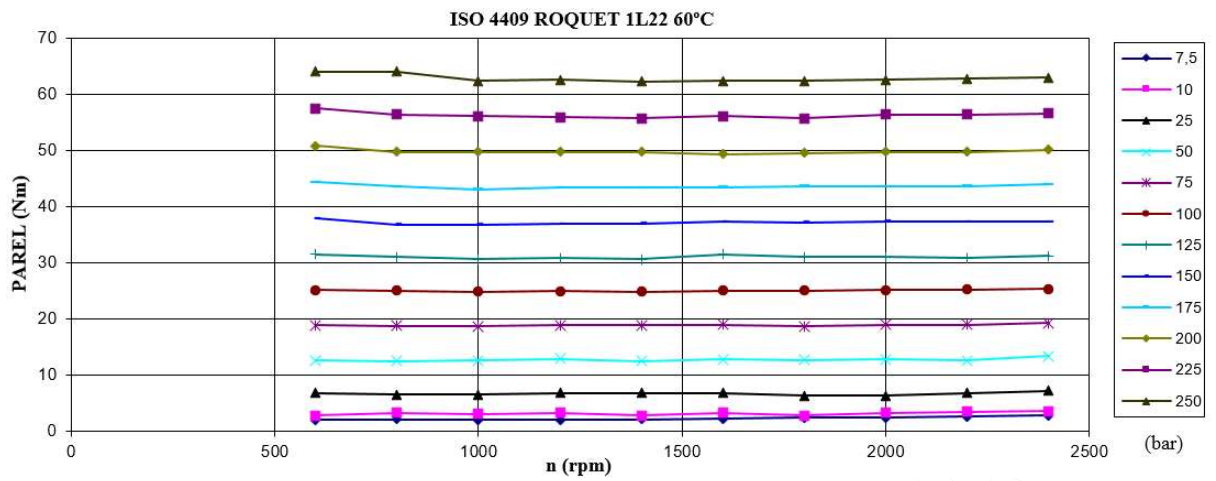


Figura 10-10: Parell versus Velocitat de gir (60 °C)

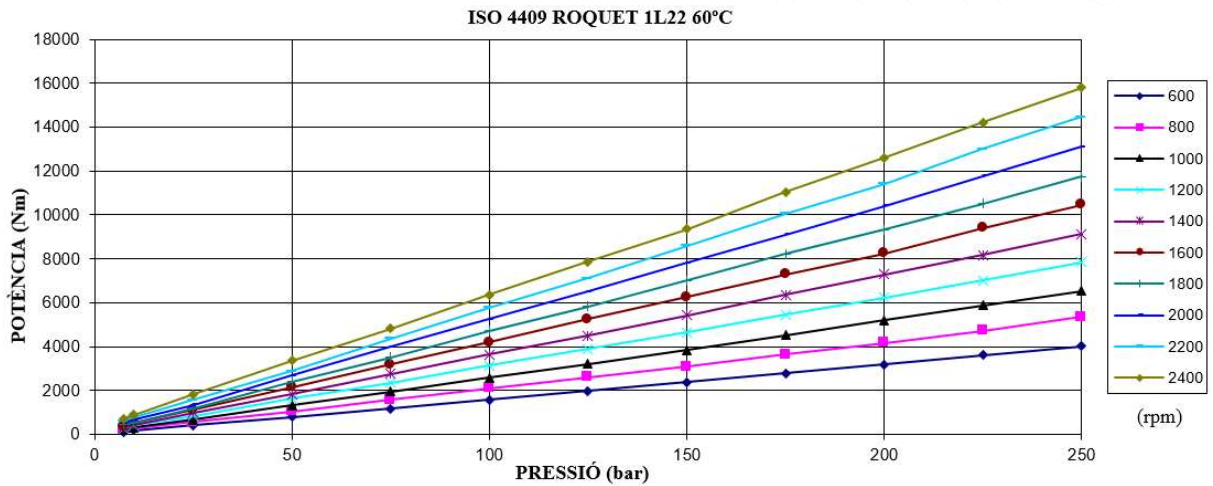


Figura 10-11: Potència versus Pressió (60 °C)

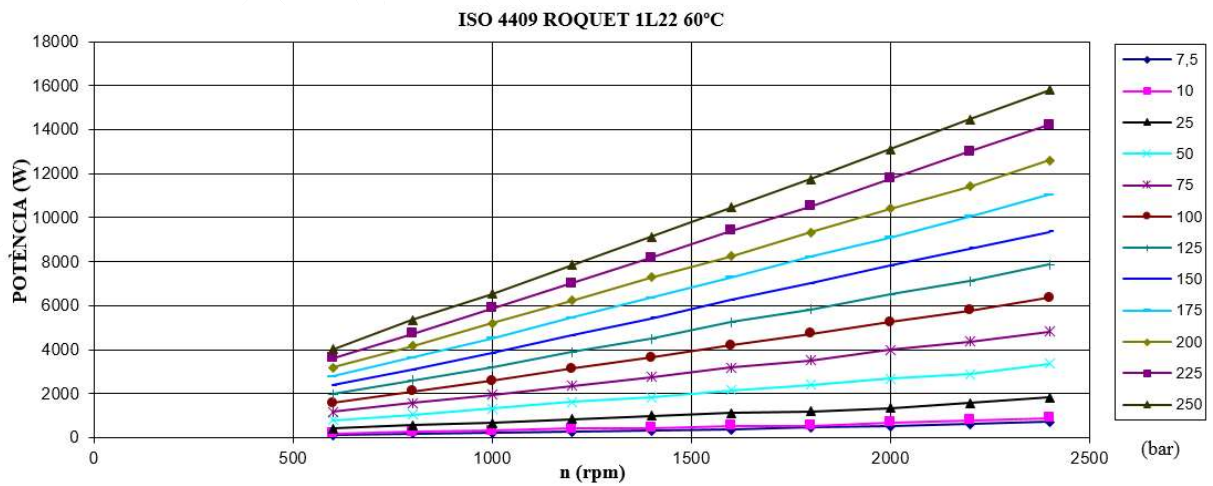


Figura 10-12: Potència versus Velocitat de gir (60 °C)

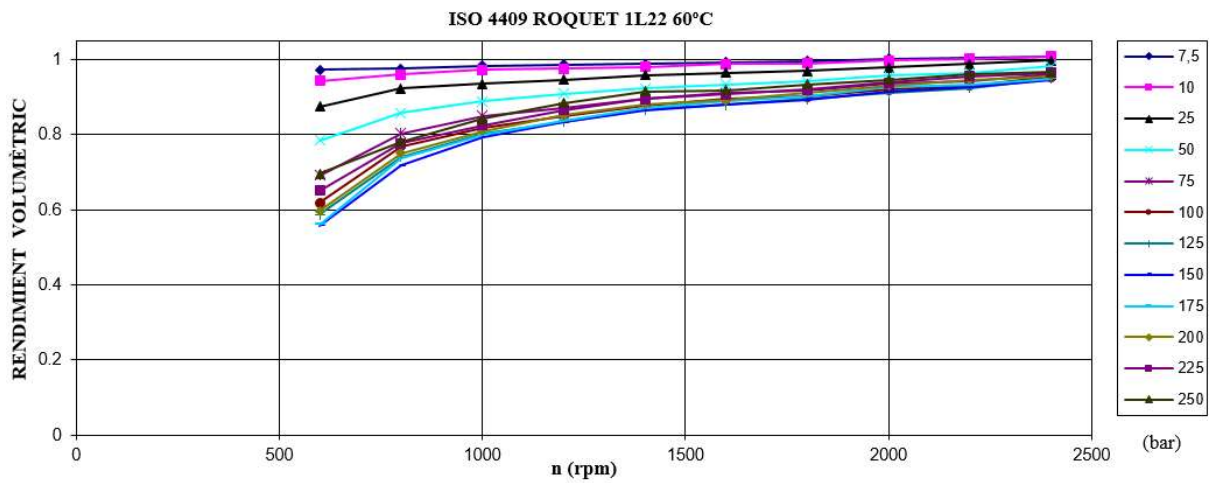


Figura 10-13: Rendiment volumètric versus Velocitat de gir (60 °C)

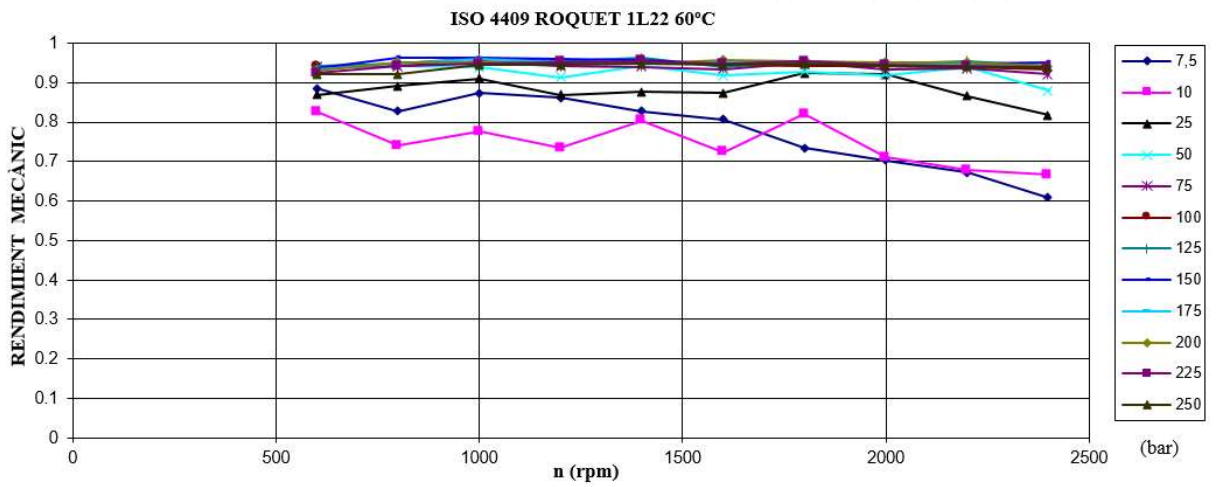


Figura 10-14: Rendiment mecànic versus Velocitat de gir (60 °C)

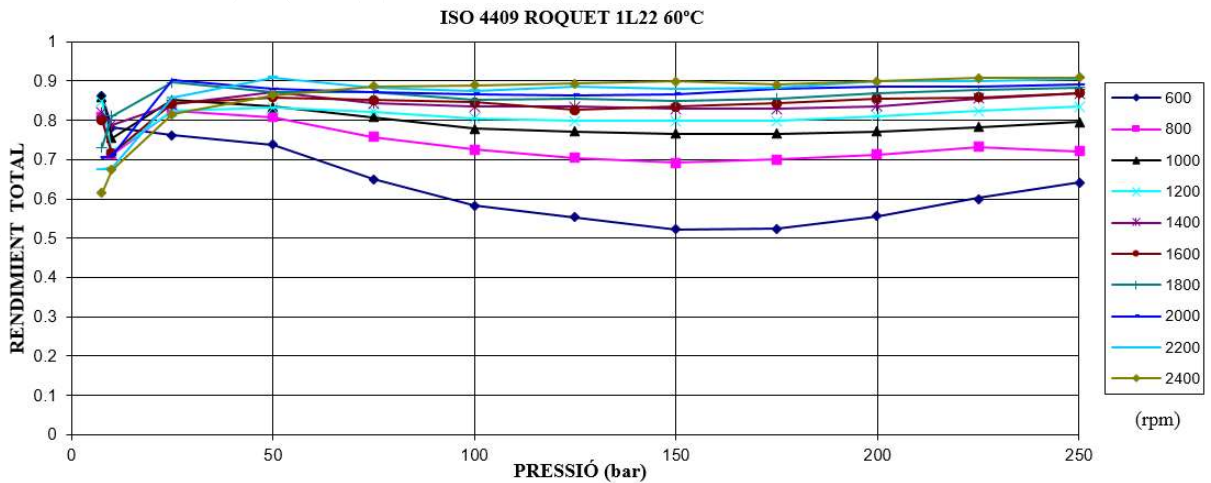


Figura 10-15: Rendiment total versus Pressió (60 °C)

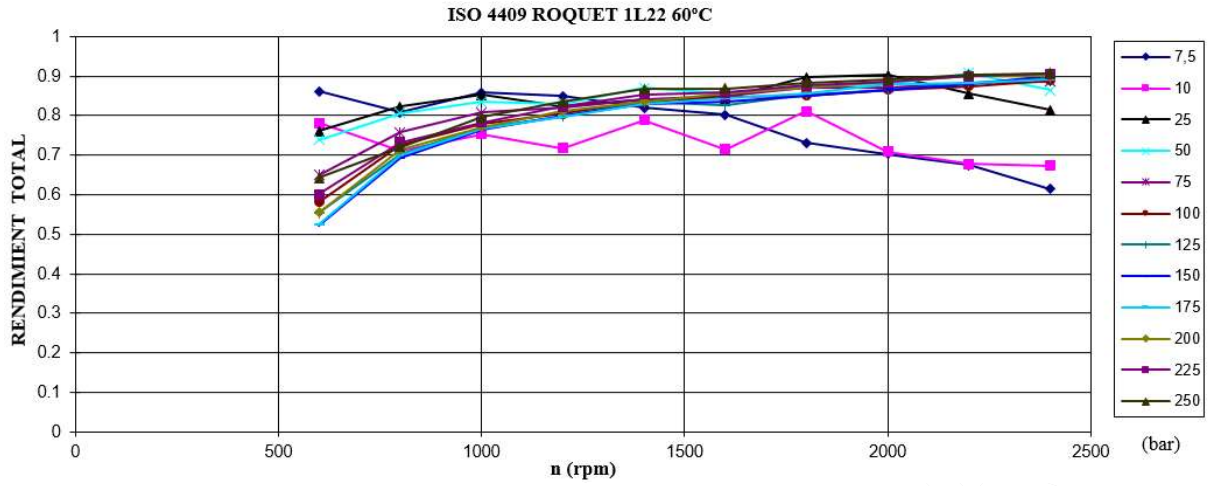


Figura 10-16: Rendiment total versus Velocitat de gir (60 °C)

10.1.2 ISO 10767-1:1996

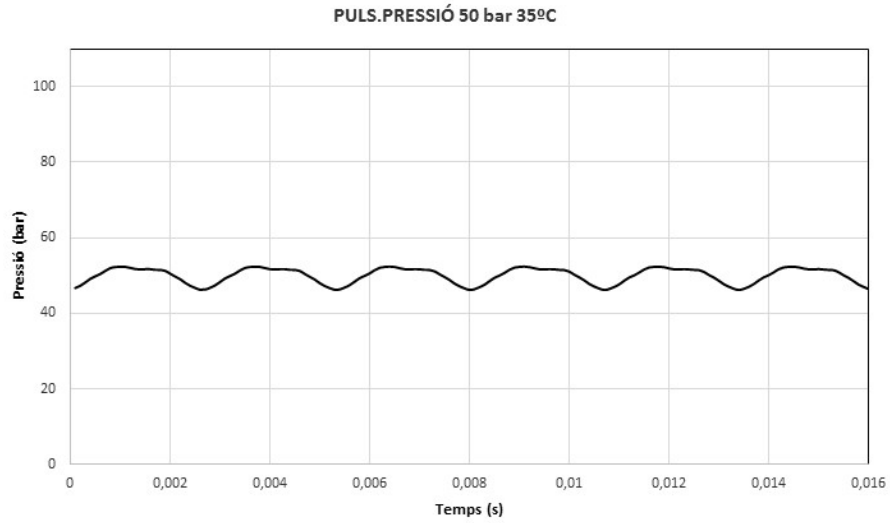


Figura 10-17: Pulsació de pressió transductor 1 temporal (50 bar 35°C)

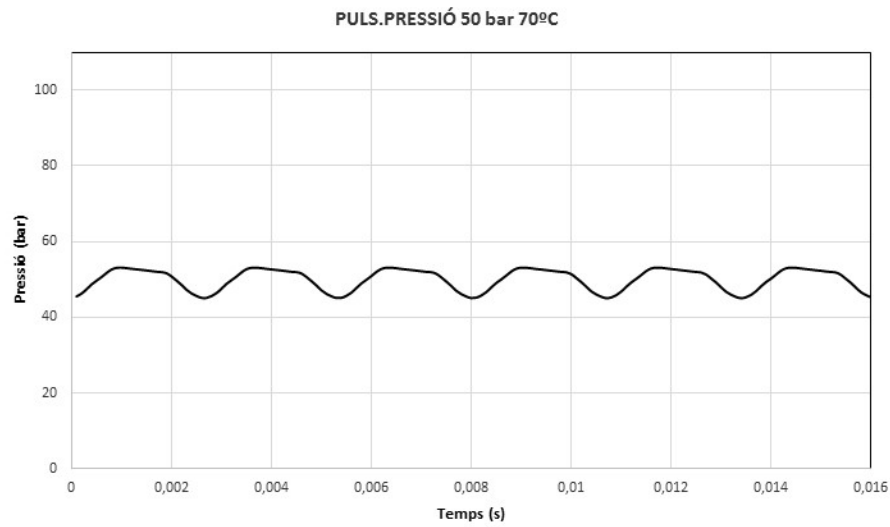


Figura 10-18: Pulsació de pressió transductor 1 temporal (50 bar 70 °C)

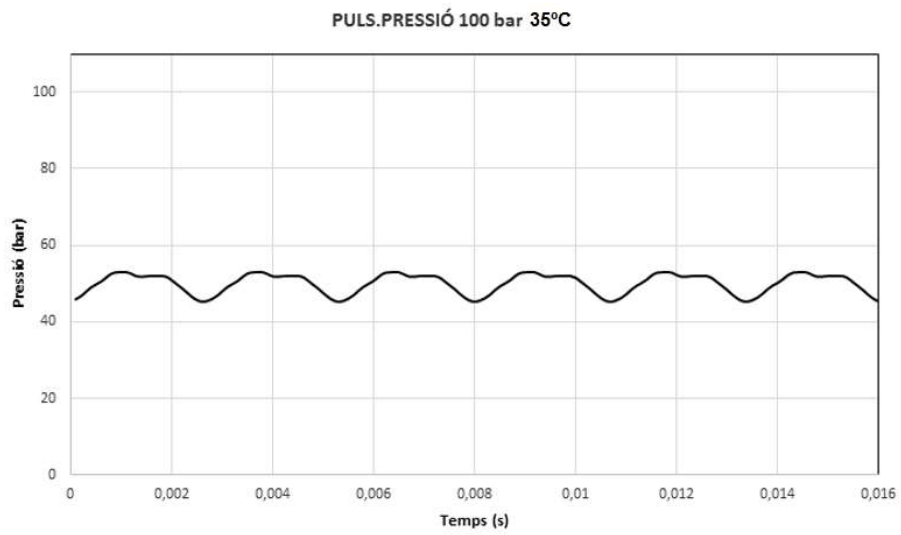


Figura 10-19: Pulsació de pressió transductor 1 temporal (100 bar 35°C)

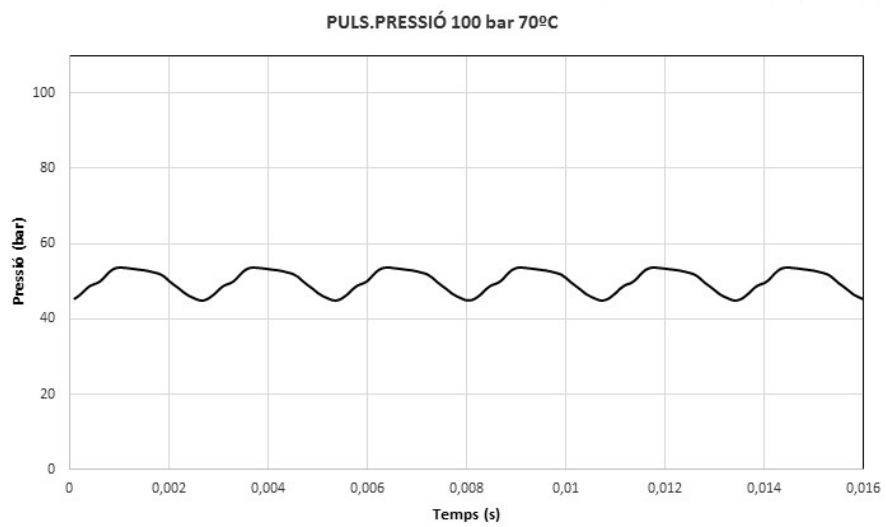


Figura 10-20: Pulsació de pressió transductor 1 temporal (100 bar 70 °C)

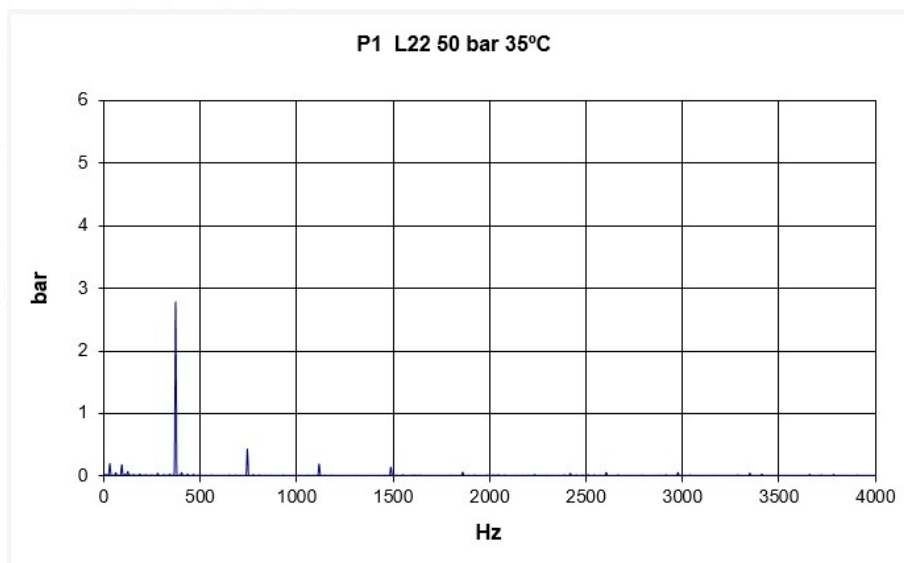


Figura 10-21: Pulsació de pressió transductor 1 freqüencial (50 bar 35°C)



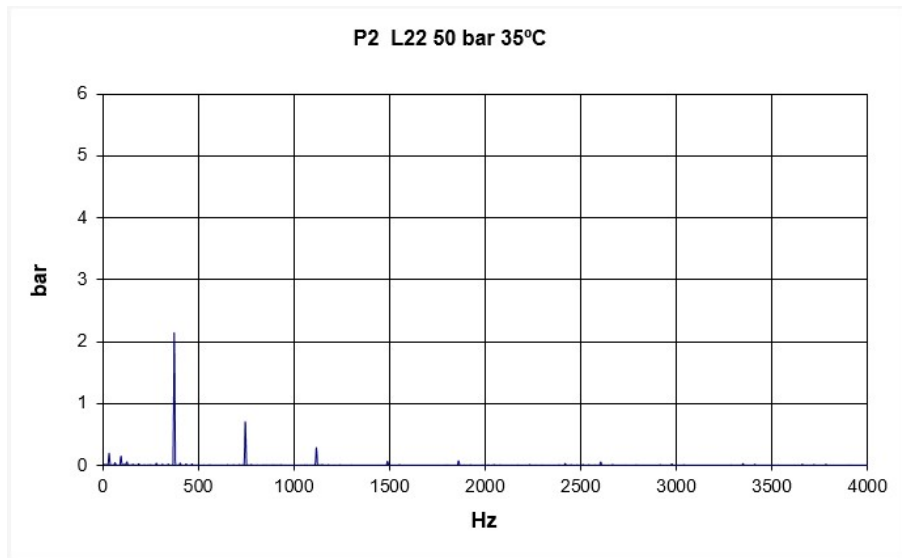


Figura 10-22: Pulsació de pressió transductor 2 freqüencial (50 bar 35°C)

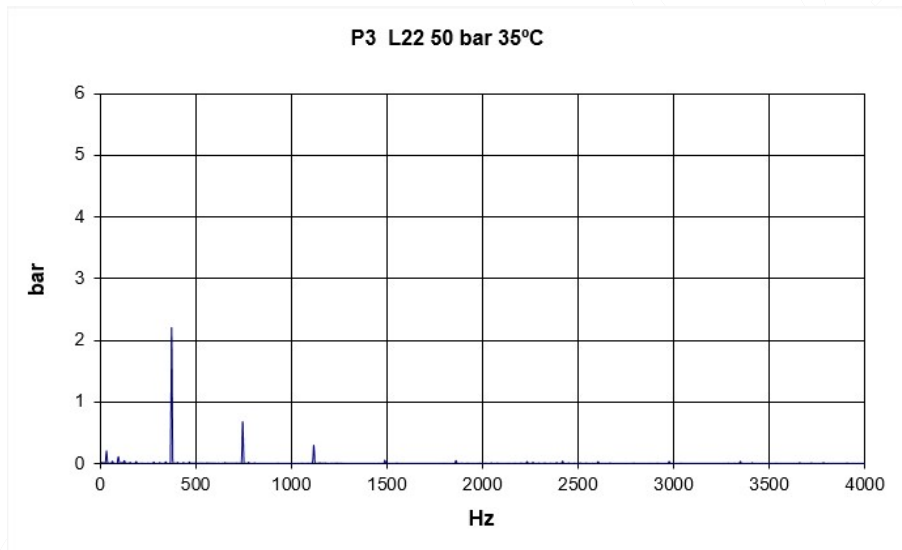


Figura 10-23: Pulsació de pressió transductor 3 freqüencial (50 bar 35°C)

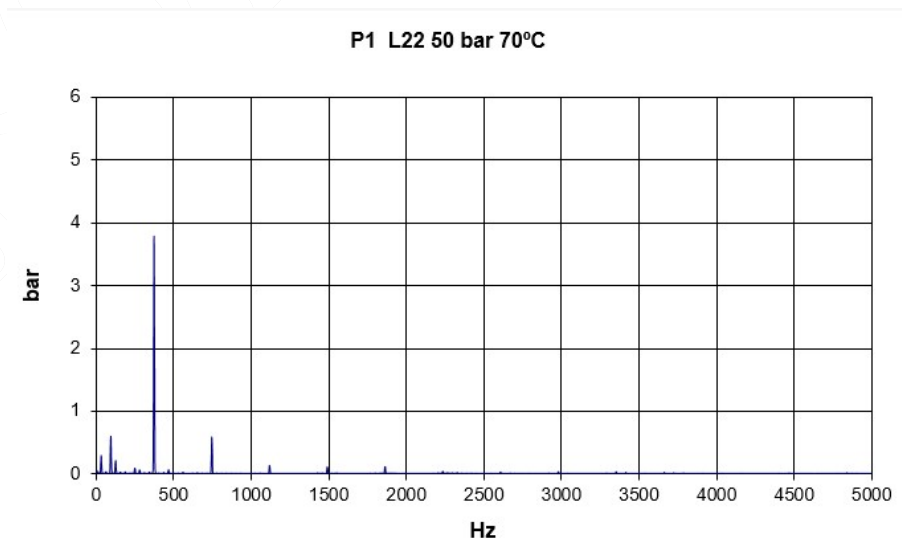


Figura 10-24: Pulsació de pressió transductor 1 freqüencial (50 bar 70 °C)

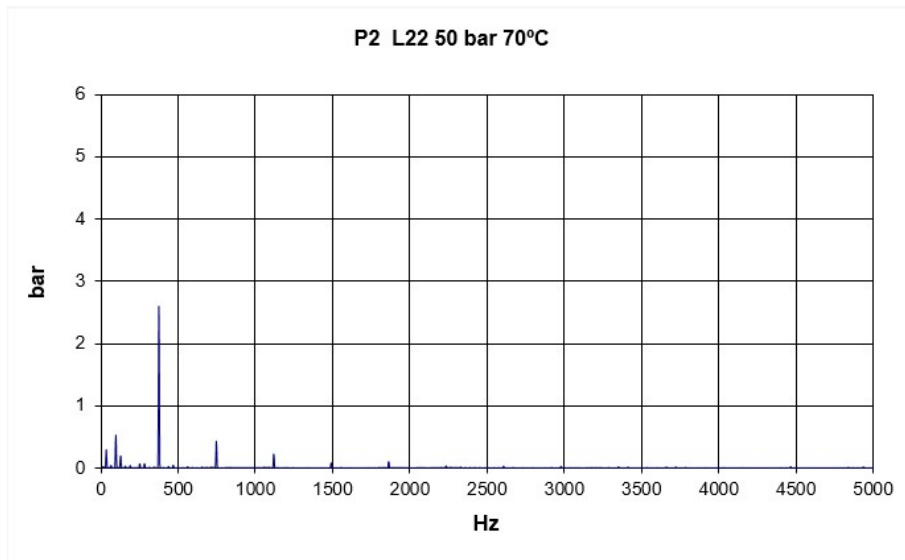


Figura 10-25: Pulsació de pressió transductor 2 freqüencial (50 bar 70 °C)

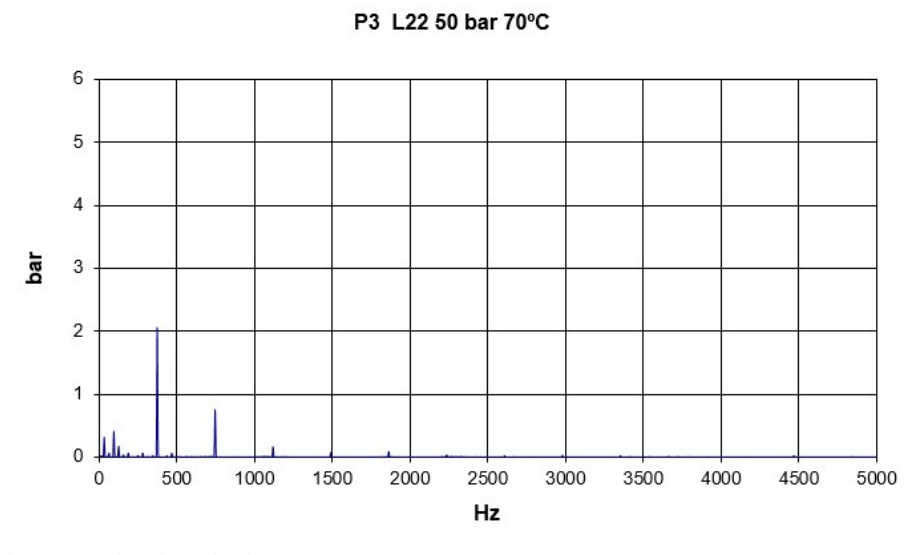


Figura 10-26: Pulsació de pressió transductor 3 freqüencial (50 bar 70 °C)

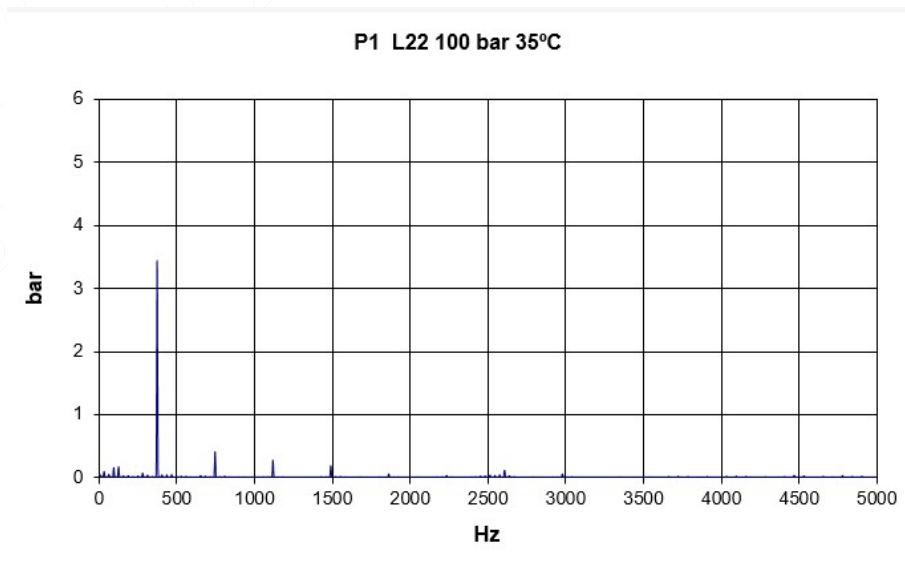


Figura 10-27: Pulsació de pressió transductor 1 freqüencial (100 bar 35°C)



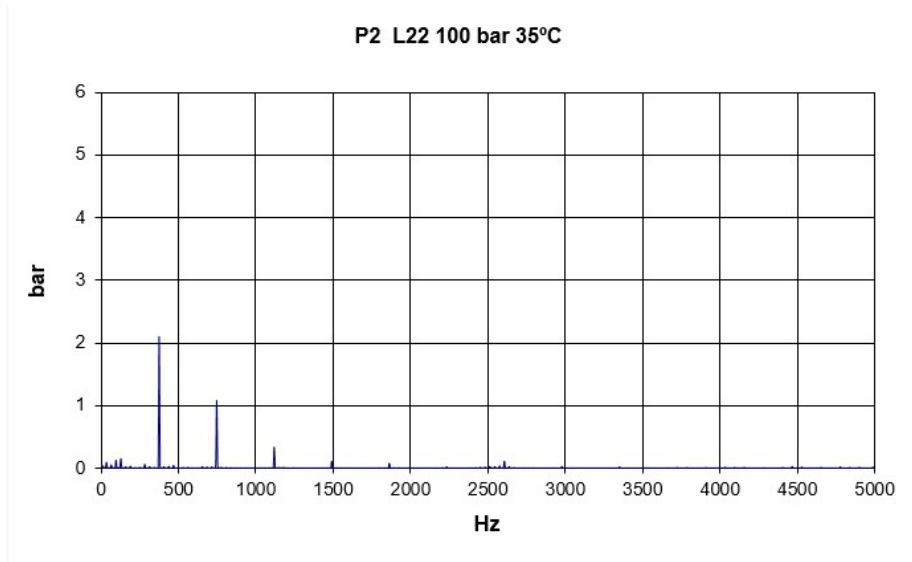


Figura 10-28: Pulsació de pressió transductor 2 freqüencial (100 bar 35°C)

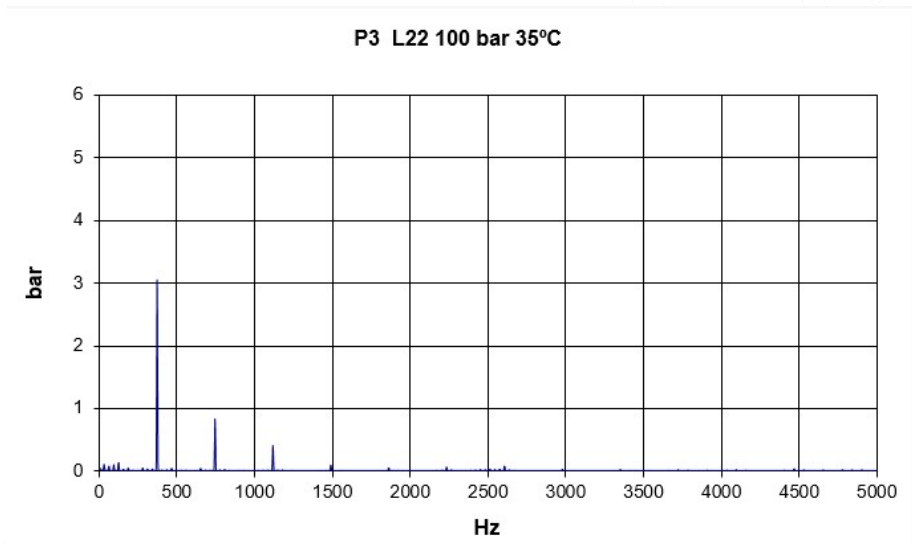


Figura 10-29: Pulsació de pressió transductor 3 freqüencial (100 bar 35°C)

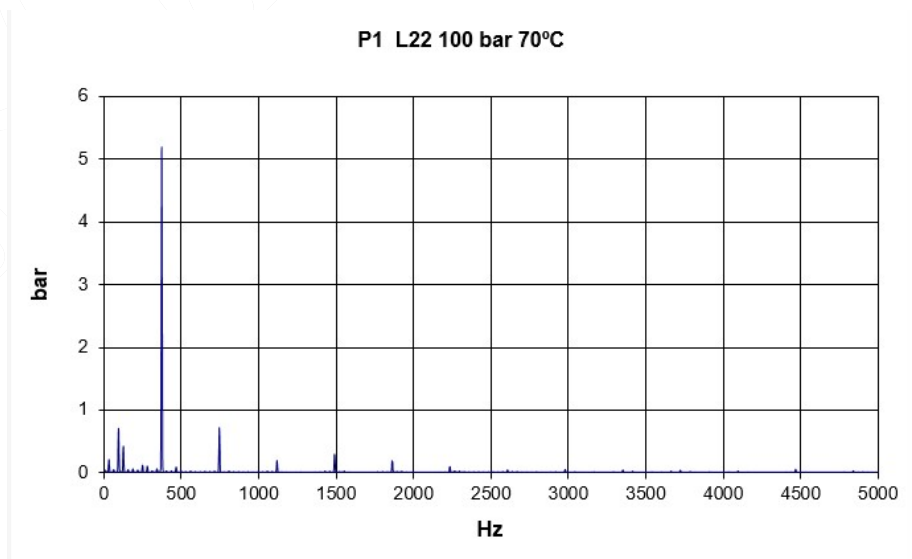


Figura 10-30: Pulsació de pressió transductor 1 freqüencial (100 bar 70 °C)

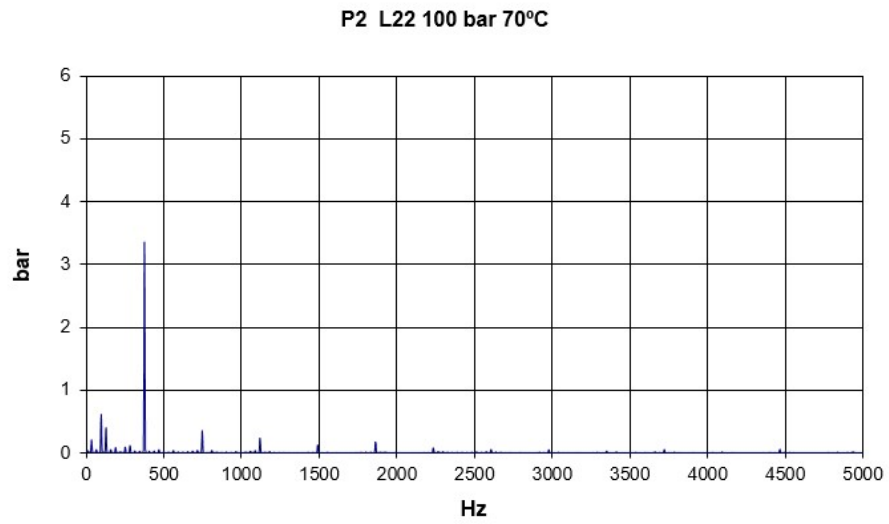


Figura 10-31: Pulsació de pressió transductor 2 freqüencial (100 bar 70 °C)

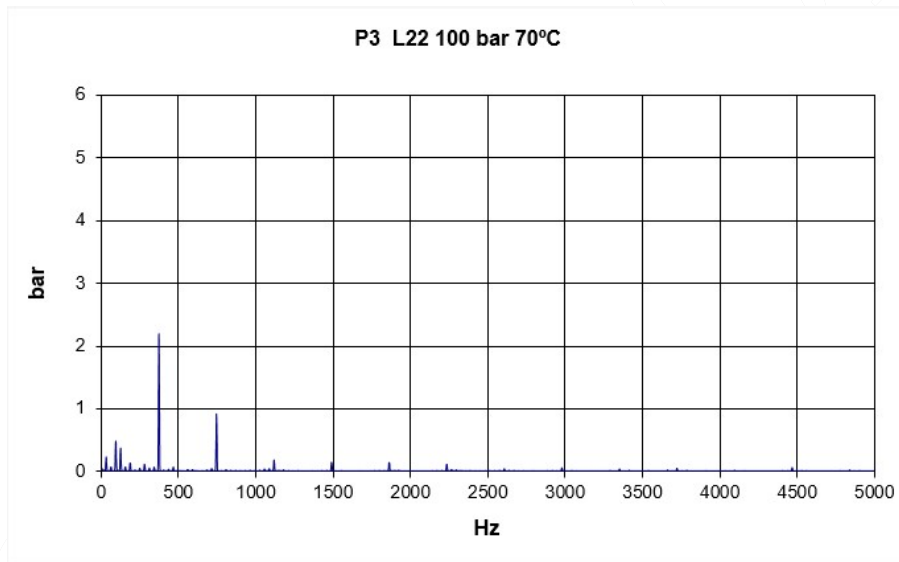


Figura 10-32: Pulsació de pressió transductor 3 freqüencial (100 bar 70 °C)

### 10.1.3 Resultats numèrics desplaçament de la placa

#### 10.1.3.1 Desplaçaments a 20°C

Pressió (bar)	Espressor en A (x3-x4) (mm)(+ P)	Espressor en A (x3-x4) (mm)(- P)	Espressor en B (x3+x4) (mm)(+ P)	Espressor en B (x3+x4) (mm)(- P)	Espressor mig $E_m=(x3-x2)$ (mm)(+P)	Espressor mig $E_m=(x3-x2)$ (mm)(-P)	Inclinació $\alpha$ (°) (+P)	Inclinació $\alpha$ (°) (-P)
0	0,023	0,020	0,023	0,020	0,023	0,020	0,000	0,000
10	0,018	0,018	0,021	0,021	0,020	0,020	0,005	0,005
20	0,016	0,017	0,023	0,023	0,020	0,020	0,011	0,009
30	0,015	0,017	0,023	0,025	0,019	0,021	0,013	0,013
40	0,015	0,016	0,025	0,025	0,020	0,021	0,015	0,015
50	0,014	0,016	0,025	0,027	0,019	0,021	0,017	0,016
60	0,015	0,013	0,027	0,026	0,021	0,020	0,020	0,020
70	0,012	0,013	0,027	0,028	0,019	0,021	0,023	0,023
80	0,011	0,011	0,028	0,028	0,020	0,019	0,026	0,026
90	0,009	0,008	0,028	0,028	0,018	0,018	0,029	0,031
100	0,010	0,008	0,030	0,029	0,020	0,019	0,032	0,032
110	0,008	0,008	0,031	0,032	0,020	0,020	0,035	0,037
120	0,009	0,008	0,034	0,033	0,021	0,020	0,038	0,038
130	0,007	0,007	0,033	0,034	0,020	0,021	0,039	0,041
140	0,005	0,006	0,032	0,033	0,019	0,020	0,042	0,042
150	0,003	0,003	0,031	0,031	0,017	0,017	0,043	0,043

Taula 10-1: Espessor de la pel·lícula i inclinació de la placa (500 rpm 20 °C)

Pressió (bar)	Espressor en A (x3-x4) (mm)(+ P)	Espressor en A (x3-x4) (mm)(- P)	Espressor en B (x3+x4) (mm)(+ P)	Espressor en B (x3+x4) (mm)(- P)	Espressor mig $E_m=(x3-x2)$ (mm)(+P)	Espressor mig $E_m=(x3-x2)$ (mm)(-P)	Inclinació $\alpha$ (°) (+P)	Inclinació $\alpha$ (°) (-P)
0	0,023	0,021	0,024	0,022	0,023	0,021	0,001	0,001
10	0,021	0,019	0,023	0,023	0,022	0,021	0,003	0,006
20	0,017	0,019	0,025	0,026	0,021	0,022	0,012	0,010
30	0,017	0,017	0,025	0,027	0,021	0,022	0,013	0,016
40	0,016	0,018	0,027	0,028	0,021	0,023	0,016	0,016
50	0,017	0,018	0,027	0,030	0,022	0,024	0,016	0,018
60	0,016	0,014	0,029	0,028	0,022	0,021	0,021	0,021
70	0,014	0,015	0,030	0,031	0,022	0,023	0,024	0,025
80	0,013	0,013	0,031	0,033	0,022	0,023	0,028	0,031
90	0,011	0,010	0,033	0,031	0,022	0,020	0,034	0,033
100	0,011	0,010	0,033	0,032	0,022	0,021	0,034	0,034
110	0,009	0,007	0,033	0,032	0,021	0,019	0,037	0,039
120	0,010	0,011	0,035	0,036	0,022	0,023	0,038	0,038
130	0,007	0,009	0,034	0,037	0,020	0,023	0,041	0,043
140	0,008	0,007	0,035	0,037	0,022	0,022	0,041	0,046
150	0,005	0,005	0,035	0,035	0,020	0,020	0,045	0,045

Taula 10-2: Espessor de la pel·lícula i inclinació de la placa (750 rpm 20 °C)

Pressió (bar)	Espessor en A (x3-x4) (mm)(+ P)	Espessor en A (x3-x4) (mm)(- P)	Espessor en B (x3+x4) (mm)(+ P)	Espessor en B (x3+x4) (mm)(- P)	Espessor mig $E_m=(x3-x2)$ (mm)(+P)	Espessor mig $E_m=(x3-x2)$ (mm)(-P)	Inclinació $\alpha$ (°) (+P)	Inclinació $\alpha$ (°) (-P)
0	0,024	0,022	0,025	0,024	0,025	0,023	0,002	0,003
10	0,022	0,020	0,024	0,026	0,023	0,023	0,003	0,009
20	0,021	0,020	0,026	0,027	0,023	0,024	0,007	0,012
30	0,018	0,019	0,027	0,029	0,023	0,024	0,013	0,016
40	0,017	0,018	0,028	0,030	0,023	0,024	0,017	0,019
50	0,014	0,019	0,027	0,032	0,021	0,025	0,020	0,019
60	0,017	0,015	0,031	0,030	0,024	0,022	0,023	0,023
70	0,014	0,012	0,031	0,031	0,023	0,022	0,026	0,028
80	0,013	0,013	0,033	0,033	0,023	0,023	0,031	0,030
90	0,016	0,010	0,037	0,033	0,027	0,021	0,033	0,035
100	0,013	0,012	0,036	0,035	0,024	0,023	0,035	0,036
110	0,013	0,010	0,037	0,035	0,025	0,023	0,037	0,038
120	0,011	0,009	0,038	0,036	0,025	0,023	0,042	0,042
130	0,011	0,009	0,040	0,039	0,025	0,024	0,044	0,045
140	0,007	0,009	0,037	0,040	0,022	0,024	0,046	0,047
150	0,007	0,007	0,038	0,038	0,022	0,022	0,047	0,047

Taula 10-3: Espessor de la pel·lícula i inclinació de la placa (1000 rpm 20 °C)

Pressió (bar)	Espessor en A (x3-x4) (mm)(+ P)	Espessor en A (x3-x4) (mm)(- P)	Espessor en B (x3+x4) (mm)(+ P)	Espessor en B (x3+x4) (mm)(- P)	Espessor mig $E_m=(x3-x2)$ (mm)(+P)	Espessor mig $E_m=(x3-x2)$ (mm)(-P)	Inclinació $\alpha$ (°) (+P)	Inclinació $\alpha$ (°) (-P)
0	0,024	0,022	0,026	0,025	0,025	0,024	0,003	0,004
10	0,021	0,021	0,026	0,027	0,024	0,024	0,008	0,009
20	0,020	0,021	0,027	0,029	0,023	0,025	0,010	0,012
30	0,018	0,020	0,029	0,031	0,023	0,025	0,017	0,017
40	0,016	0,019	0,030	0,032	0,023	0,026	0,021	0,020
50	0,016	0,018	0,030	0,032	0,023	0,025	0,021	0,022
60	0,017	0,016	0,033	0,032	0,025	0,024	0,024	0,025
70	0,015	0,014	0,034	0,033	0,024	0,023	0,029	0,028
80	0,016	0,015	0,036	0,035	0,026	0,025	0,031	0,032
90	0,013	0,013	0,036	0,037	0,025	0,025	0,034	0,036
100	0,014	0,011	0,038	0,038	0,026	0,024	0,037	0,041
110	0,013	0,011	0,040	0,038	0,026	0,024	0,041	0,043
120	0,015	0,013	0,042	0,041	0,028	0,027	0,041	0,044
130	0,011	0,013	0,040	0,043	0,025	0,028	0,045	0,046
140	0,011	0,011	0,042	0,042	0,027	0,027	0,048	0,048
150	0,009	0,009	0,041	0,041	0,025	0,025	0,048	0,050

Taula 10-4: Espessor de la pel·lícula i inclinació de la placa (1250 rpm 20 °C)

Pressió (bar)	Espessor en A (x3-x4) (mm)(+ P)	Espessor en A (x3-x4) (mm)(- P)	Espessor en B (x3+x4) (mm)(+ P)	Espessor en B (x3+x4) (mm)(- P)	Espessor mig $E_m=(x3-x2)$ (mm)(+P)	Espessor mig $E_m=(x3-x2)$ (mm)(-P)	Inclinació $\alpha$ (°) (+P)	Inclinació $\alpha$ (°) (-P)
0	0,025	0,025	0,027	0,028	0,026	0,026	0,003	0,006
10	0,022	0,022	0,027	0,029	0,025	0,026	0,009	0,011
20	0,019	0,022	0,029	0,030	0,024	0,026	0,016	0,013
30	0,019	0,018	0,030	0,031	0,024	0,024	0,018	0,019
40	0,018	0,020	0,032	0,034	0,025	0,027	0,020	0,021
50	0,017	0,021	0,032	0,035	0,025	0,028	0,022	0,022
60	0,018	0,016	0,035	0,033	0,027	0,024	0,026	0,026
70	0,016	0,015	0,036	0,035	0,026	0,025	0,029	0,030
80	0,015	0,016	0,037	0,038	0,026	0,027	0,034	0,034
90	0,014	0,014	0,038	0,038	0,026	0,026	0,036	0,037
100	0,015	0,015	0,041	0,041	0,028	0,028	0,039	0,040
110	0,014	0,012	0,042	0,041	0,028	0,026	0,043	0,045
120	0,016	0,013	0,044	0,044	0,030	0,029	0,044	0,047
130	0,013	0,013	0,044	0,045	0,028	0,029	0,047	0,050
140	0,009	0,012	0,041	0,044	0,025	0,028	0,050	0,050
150	0,010	0,010	0,044	0,044	0,027	0,027	0,052	0,052

Taula 10-5: : Espessor de la pel·lícula i inclinació de la placa (1500 rpm 20 °C)

Pressió (bar)	Espessor en A (x3-x4) (mm)(+ P)	Espessor en A (x3-x4) (mm)(- P)	Espessor en B (x3+x4) (mm)(+ P)	Espessor en B (x3+x4) (mm)(- P)	Espessor mig $E_m=(x3-x2)$ (mm)(+P)	Espessor mig $E_m=(x3-x2)$ (mm)(-P)	Inclinació $\alpha$ (°) (+P)	Inclinació $\alpha$ (°) (-P)
0	0,024	0,024	0,028	0,028	0,026	0,026	0,005	0,007
10	0,024	0,021	0,030	0,031	0,027	0,026	0,010	0,015
20	0,019	0,022	0,031	0,033	0,025	0,027	0,017	0,016
30	0,023	0,021	0,035	0,034	0,029	0,027	0,018	0,021
40	0,019	0,020	0,033	0,035	0,026	0,028	0,022	0,023
50	0,016	0,020	0,034	0,037	0,025	0,029	0,026	0,025
60	0,017	0,017	0,035	0,036	0,026	0,026	0,028	0,029
70	0,019	0,015	0,039	0,036	0,029	0,026	0,031	0,032
80	0,015	0,017	0,038	0,039	0,026	0,028	0,037	0,034
90	0,015	0,014	0,040	0,041	0,028	0,028	0,038	0,041
100	0,016	0,015	0,043	0,042	0,029	0,028	0,041	0,042
110	0,015	0,013	0,044	0,043	0,030	0,028	0,045	0,047
120	0,017	0,014	0,046	0,046	0,032	0,030	0,046	0,050
130	0,015	0,014	0,047	0,048	0,031	0,031	0,050	0,052
140	0,012	0,013	0,046	0,048	0,029	0,030	0,053	0,053
150	0,011	0,011	0,046	0,046	0,029	0,029	0,054	0,054

Taula 10-6: Espessor de la pel·lícula i inclinació de la placa (1750 rpm 20 °C)

Pressió (bar)	Espessor en A (x3-x4) (mm)(+ P)	Espessor en A (x3-x4) (mm)(- P)	Espessor en B (x3+x4) (mm)(+ P)	Espessor en B (x3+x4) (mm)(- P)	Espessor mig $E_m=(x3-x2)$ (mm)(+P)	Espessor mig $E_m=(x3-x2)$ (mm)(-P)	Inclinació $\alpha$ (°) (+P)	Inclinació $\alpha$ (°) (-P)
0	0,024	0,025	0,029	0,031	0,027	0,028	0,007	0,009
10	0,020	0,024	0,029	0,032	0,025	0,028	0,015	0,012
20	0,018	0,022	0,030	0,033	0,024	0,027	0,019	0,018
30	0,018	0,018	0,032	0,033	0,025	0,026	0,021	0,023
40	0,019	0,021	0,035	0,037	0,027	0,029	0,024	0,025
50	0,018	0,021	0,035	0,038	0,026	0,029	0,026	0,027
60	0,018	0,016	0,039	0,037	0,029	0,027	0,032	0,032
70	0,020	0,018	0,041	0,040	0,030	0,029	0,033	0,034
80	0,018	0,018	0,042	0,041	0,030	0,030	0,037	0,037
90	0,016	0,017	0,042	0,044	0,029	0,030	0,040	0,041
100	0,017	0,015	0,045	0,044	0,031	0,030	0,043	0,044
110	0,017	0,014	0,046	0,044	0,032	0,029	0,044	0,046
120	0,015	0,014	0,047	0,047	0,031	0,030	0,050	0,051
130	0,014	0,013	0,048	0,048	0,031	0,031	0,053	0,053
140	0,014	0,015	0,049	0,051	0,032	0,033	0,054	0,055
150	0,012	0,012	0,049	0,049	0,030	0,030	0,057	0,057

Taula 10-7: Espessor de la pel·lícula i inclinació de la placa (2000 rpm 20 °C)

## 10.1.3.2 Desplaçaments a 50 °C

Pressió (bar)	Espessor en A (x3-x4) (mm)(+ P)	Espessor en A (x3-x4) (mm)(- P)	Espessor en B (x3+x4) (mm)(+ P)	Espessor en B (x3+x4) (mm)(- P)	Espessor mig $E_m=(x3-x2)$ (mm)(+P)	Espessor mig $E_m=(x3-x2)$ (mm)(-P)	Inclinació $\alpha$ (°) (+P)	Inclinació $\alpha$ (°) (-P)
0	0,022	0,018	0,022	0,018	0,022	0,018	0,000	0,000
10	0,017	0,016	0,020	0,019	0,018	0,018	0,004	0,004
20	0,015	0,015	0,021	0,020	0,018	0,018	0,010	0,008
30	0,012	0,016	0,020	0,022	0,016	0,019	0,011	0,010
40	0,014	0,014	0,022	0,023	0,018	0,018	0,013	0,013
50	0,012	0,014	0,022	0,024	0,017	0,019	0,016	0,015
60	0,013	0,012	0,025	0,023	0,019	0,017	0,018	0,018
70	0,010	0,012	0,024	0,025	0,017	0,018	0,021	0,021
80	0,010	0,009	0,025	0,024	0,018	0,017	0,024	0,024
90	0,008	0,008	0,025	0,024	0,016	0,016	0,026	0,025
100	0,008	0,007	0,026	0,026	0,017	0,016	0,029	0,029
110	0,007	0,004	0,028	0,026	0,018	0,015	0,032	0,033
120	0,008	0,007	0,030	0,029	0,019	0,018	0,034	0,034
130	0,006	0,006	0,029	0,030	0,018	0,018	0,035	0,037
140	0,004	0,005	0,029	0,029	0,017	0,017	0,037	0,037
150	0,004	0,004	0,029	0,029	0,016	0,016	0,039	0,039

Taula 10-8: Espessor de la pel·lícula i inclinació de la placa (500 rpm 50 °C)

Pressió (bar)	Espessor en A (x3-x4) (mm)(+ P)	Espessor en A (x3-x4) (mm)(- P)	Espessor en B (x3+x4) (mm)(+ P)	Espessor en B (x3+x4) (mm)(- P)	Espessor mig $E_m=(x3-x2)$ (mm)(+P)	Espessor mig $E_m=(x3-x2)$ (mm)(-P)	Inclinació $\alpha$ (°) (+P)	Inclinació $\alpha$ (°) (-P)
0	0,025	0,018	0,025	0,019	0,025	0,018	0,000	0,001
10	0,022	0,017	0,024	0,020	0,023	0,018	0,003	0,005
20	0,018	0,016	0,025	0,022	0,021	0,019	0,010	0,009
30	0,017	0,015	0,024	0,024	0,021	0,019	0,012	0,013
40	0,016	0,015	0,025	0,024	0,021	0,020	0,014	0,014
50	0,016	0,015	0,026	0,025	0,021	0,020	0,015	0,015
60	0,015	0,012	0,027	0,024	0,021	0,018	0,018	0,018
70	0,014	0,012	0,028	0,026	0,021	0,019	0,021	0,021
80	0,013	0,010	0,029	0,027	0,021	0,019	0,024	0,026
90	0,011	0,007	0,029	0,026	0,020	0,017	0,028	0,029
100	0,011	0,008	0,030	0,027	0,020	0,017	0,029	0,029
110	0,009	0,006	0,030	0,028	0,020	0,017	0,032	0,034
120	0,010	0,008	0,032	0,030	0,021	0,019	0,034	0,034
130	0,008	0,007	0,031	0,032	0,020	0,019	0,036	0,038
140	0,007	0,005	0,031	0,031	0,019	0,018	0,037	0,039
150	0,005	0,005	0,031	0,031	0,018	0,018	0,040	0,040

Taula 10-9: Espessor de la pel·lícula i inclinació de la placa (750 rpm 50 °C)

Pressió (bar)	Espessor en A (x3-x4) (mm)(+ P)	Espessor en A (x3-x4) (mm)(- P)	Espessor en B (x3+x4) (mm)(+ P)	Espessor en B (x3+x4) (mm)(- P)	Espessor mig $E_m=(x3-x2)$ (mm)(+P)	Espessor mig $E_m=(x3-x2)$ (mm)(-P)	Inclinació $\alpha$ (°) (+P)	Inclinació $\alpha$ (°) (-P)
0	0,022	0,019	0,022	0,020	0,022	0,019	0,001	0,001
10	0,019	0,017	0,021	0,021	0,020	0,019	0,003	0,005
20	0,016	0,016	0,023	0,023	0,019	0,020	0,011	0,012
30	0,015	0,015	0,023	0,025	0,019	0,020	0,012	0,015
40	0,016	0,016	0,025	0,026	0,020	0,021	0,014	0,015
50	0,015	0,016	0,025	0,027	0,020	0,022	0,015	0,016
60	0,014	0,012	0,026	0,025	0,020	0,019	0,019	0,021
70	0,011	0,014	0,025	0,028	0,018	0,021	0,022	0,022
80	0,012	0,012	0,028	0,030	0,020	0,021	0,025	0,028
90	0,010	0,008	0,030	0,027	0,020	0,018	0,030	0,029
100	0,009	0,009	0,030	0,028	0,020	0,019	0,032	0,030
110	0,008	0,008	0,030	0,031	0,019	0,020	0,033	0,035
120	0,007	0,009	0,029	0,032	0,018	0,021	0,034	0,034
130	0,006	0,007	0,030	0,033	0,018	0,020	0,037	0,039
140	0,007	0,006	0,031	0,033	0,019	0,019	0,037	0,041
150	0,004	0,004	0,030	0,030	0,017	0,017	0,041	0,041

Taula 10-10: Espessor de la pel·lícula i inclinació de la placa (1000 rpm 50 °C)

Pressió (bar)	Espessor en A (x3-x4) (mm)(+ P)	Espessor en A (x3-x4) (mm)(- P)	Espessor en B (x3+x4) (mm)(+ P)	Espessor en B (x3+x4) (mm)(- P)	Espessor mig $E_m=(x3-x2)$ (mm)(+P)	Espessor mig $E_m=(x3-x2)$ (mm)(-P)	Inclinació $\alpha$ (°) (+P)	Inclinació $\alpha$ (°) (-P)
0	0,025	0,019	0,026	0,020	0,026	0,020	0,001	0,002
10	0,023	0,018	0,025	0,022	0,024	0,020	0,003	0,007
20	0,020	0,018	0,026	0,024	0,023	0,021	0,009	0,010
30	0,018	0,016	0,026	0,026	0,022	0,021	0,012	0,014
40	0,017	0,016	0,027	0,027	0,022	0,021	0,015	0,016
50	0,016	0,017	0,027	0,028	0,021	0,022	0,016	0,017
60	0,016	0,013	0,029	0,026	0,022	0,019	0,020	0,020
70	0,016	0,012	0,031	0,028	0,023	0,020	0,023	0,024
80	0,015	0,012	0,032	0,030	0,024	0,021	0,026	0,027
90	0,013	0,009	0,033	0,028	0,023	0,018	0,030	0,030
100	0,012	0,010	0,033	0,030	0,023	0,020	0,031	0,031
110	0,011	0,007	0,033	0,030	0,022	0,019	0,033	0,035
120	0,012	0,009	0,035	0,032	0,023	0,020	0,036	0,036
130	0,010	0,008	0,035	0,034	0,022	0,021	0,038	0,040
140	0,008	0,007	0,033	0,034	0,021	0,020	0,039	0,042
150	0,005	0,005	0,032	0,032	0,019	0,019	0,042	0,042

Taula 10-11: Espessor de la pel·lícula i inclinació de la placa (1250 rpm 50 °C)

Pressió (bar)	Espessor en A (x3-x4) (mm)(+ P)	Espessor en A (x3-x4) (mm)(- P)	Espessor en B (x3+x4) (mm)(+ P)	Espessor en B (x3+x4) (mm)(- P)	Espessor mig $E_m=(x3-x2)$ (mm)(+P)	Espessor mig $E_m=(x3-x2)$ (mm)(-P)	Inclinació $\alpha$ (°) (+P)	Inclinació $\alpha$ (°) (-P)
0	0,022	0,020	0,024	0,021	0,023	0,020	0,002	0,002
10	0,021	0,019	0,023	0,024	0,022	0,021	0,003	0,008
20	0,019	0,017	0,023	0,025	0,021	0,021	0,007	0,013
30	0,015	0,018	0,022	0,028	0,018	0,023	0,012	0,014
40	0,016	0,017	0,026	0,028	0,021	0,022	0,016	0,016
50	0,013	0,017	0,025	0,029	0,019	0,023	0,018	0,018
60	0,015	0,013	0,029	0,027	0,022	0,020	0,020	0,021
70	0,013	0,012	0,029	0,028	0,021	0,020	0,023	0,025
80	0,012	0,013	0,030	0,030	0,021	0,021	0,028	0,027
90	0,015	0,009	0,034	0,029	0,024	0,019	0,029	0,031
100	0,012	0,010	0,033	0,031	0,022	0,021	0,032	0,032
110	0,012	0,009	0,033	0,032	0,022	0,020	0,033	0,034
120	0,011	0,006	0,033	0,031	0,022	0,019	0,034	0,038
130	0,010	0,008	0,036	0,035	0,023	0,021	0,040	0,041
140	0,006	0,008	0,033	0,035	0,020	0,022	0,041	0,042
150	0,006	0,006	0,034	0,034	0,020	0,020	0,043	0,043

Taula 10-12: Espessor de la pel·lícula i inclinació de la placa (1500 rpm 50 °C)



Pressió (bar)	Espessor en A (x3-x4) (mm)(+ P)	Espessor en A (x3-x4) (mm)(- P)	Espessor en B (x3+x4) (mm)(+ P)	Espessor en B (x3+x4) (mm)(- P)	Espessor mig $E_m=(x3-x2)$ (mm)(+P)	Espessor mig $E_m=(x3-x2)$ (mm)(-P)	Inclinació $\alpha$ (°) (+P)	Inclinació $\alpha$ (°) (-P)
0	0,026	0,020	0,027	0,022	0,026	0,021	0,002	0,003
10	0,024	0,019	0,027	0,024	0,025	0,021	0,005	0,008
20	0,022	0,019	0,027	0,026	0,025	0,022	0,008	0,011
30	0,019	0,018	0,028	0,027	0,023	0,022	0,013	0,015
40	0,018	0,017	0,029	0,028	0,024	0,023	0,017	0,017
50	0,016	0,017	0,028	0,029	0,022	0,023	0,019	0,019
60	0,016	0,014	0,030	0,028	0,023	0,021	0,021	0,021
70	0,015	0,012	0,031	0,028	0,023	0,020	0,025	0,025
80	0,015	0,013	0,033	0,031	0,024	0,022	0,028	0,028
90	0,015	0,010	0,035	0,031	0,025	0,021	0,030	0,032
100	0,014	0,010	0,035	0,033	0,025	0,021	0,033	0,035
110	0,013	0,009	0,036	0,033	0,025	0,021	0,035	0,036
120	0,013	0,010	0,037	0,035	0,025	0,022	0,037	0,039
130	0,012	0,010	0,038	0,037	0,025	0,023	0,040	0,041
140	0,009	0,009	0,036	0,037	0,023	0,023	0,042	0,043
150	0,008	0,007	0,036	0,035	0,022	0,021	0,043	0,044

Taula 10-13: Espessor de la pel·lícula i inclinació de la placa (1750 rpm 50 °C)

Pressió (bar)	Espessor en A (x3-x4) (mm)(+ P)	Espessor en A (x3-x4) (mm)(- P)	Espessor en B (x3+x4) (mm)(+ P)	Espessor en B (x3+x4) (mm)(- P)	Espessor mig $E_m=(x3-x2)$ (mm)(+P)	Espessor mig $E_m=(x3-x2)$ (mm)(-P)	Inclinació $\alpha$ (°) (+P)	Inclinació $\alpha$ (°) (-P)
0	0,022	0,020	0,024	0,023	0,023	0,022	0,003	0,004
10	0,020	0,019	0,024	0,024	0,022	0,022	0,007	0,008
20	0,017	0,019	0,025	0,026	0,021	0,023	0,012	0,011
30	0,017	0,018	0,026	0,028	0,021	0,023	0,015	0,016
40	0,015	0,018	0,027	0,029	0,021	0,024	0,019	0,018
50	0,015	0,017	0,028	0,029	0,021	0,023	0,019	0,020
60	0,014	0,016	0,028	0,030	0,021	0,023	0,022	0,022
70	0,014	0,013	0,031	0,029	0,022	0,021	0,026	0,026
80	0,014	0,012	0,032	0,032	0,023	0,022	0,028	0,031
90	0,012	0,012	0,032	0,034	0,022	0,023	0,031	0,033
100	0,011	0,010	0,033	0,034	0,022	0,022	0,033	0,037
110	0,012	0,009	0,036	0,035	0,024	0,022	0,037	0,040
120	0,014	0,012	0,038	0,037	0,026	0,025	0,037	0,040
130	0,010	0,012	0,036	0,038	0,023	0,025	0,041	0,041
140	0,010	0,009	0,038	0,037	0,024	0,023	0,043	0,043
150	0,009	0,009	0,036	0,037	0,023	0,023	0,043	0,043

Taula 10-14: Espessor de la pel·lícula i inclinació de la placa (2000 rpm 50 °C)

## 10.2 Annex B. Desplaçament volumètric segons ISO 8426:2008

El circuit oleohidràulic per a realitzar l'assaig ISO 8426:2008 és el mateix que l'utilitzat pel ISO 8426:1988 i pel ISO 4409:1986, sent il·lustrat a la Figura 4-2. En la norma del 1988, utilitzada en aquesta Tesi, es determina el desplaçament volumètric com la relació entre l'increment de cabal i l'increment de velocitat en intervals regularment distribuïts en tot el seu rang de velocitats, per finalment realitzar la mitja minimitzant la suma d'errors quadràtics. L'assaig es realitza a un 5% de la pressió màxima de la unitat, sent molt subjectiu tant suposar que a aquesta pressió les fuites són mínimes com la pròpia definició de pressió màxima. Una objecció important a aquesta metodologia és que, al tractar-se de la mitja de tot el rang de velocitats, segur que a alguna velocitat el desplaçament serà major, produint-se per tant rendiments volumètrics superiors a la unitat, com es pot observar en les Figura 4-12, a aproximadament 1500 rpm i uns 10 bar. Seria bastant més coherent que el document proposés agafar el desplaçament màxim en qualsevol condició operativa, tot i que podria donar-se el cas d'agafar algun resultat espuri indesitjable. Per exemple, observant la Taula 4-6, en la bomba assajada a 800 rpm i 22 °C, surt un desplaçament de 15.2 cm<sup>3</sup>, valor molt elevat com a conseqüència del fet que les fuites a 600 rpm són elevades al treballar la bomba en condicions no òptimes, i per tant, l'increment de cabal al passar de 600 a 800 rpm és superior als d'altres intervals. Es tracta doncs de cercar el punt de funcionament de la bomba on les fuites siguin mínimes, i lògicament aquest es troba quan la bomba treballa sense pressió. El problema és que aquest punt és impossible d'aconseguir, ja que pel sol fet de bombejar un cabal, ja genera una pressió mínima a la sortida. Es tracta doncs de realitzar un assaig que permeti extrapolar els resultats a un punt de pressió nul·la.

Per aquestes raons, la norma ISO 8426:2008 proposa realitzar assaigs a diferents velocitats variant la pressió de treball. En un assaig tipus A és requereixen un mínim de 10 preses de cabal a pressions uniformement repartides, mentre que en els assaigs tipus B i C a 5 i 3 pressions respectivament és suficient. Un cop realitzat, s'extrapolen els resultats mitjançant una regressió lineal al punt de diferència de pressió entre impulsió i aspiració nul·la, en el qual per concepte les fuites no existeixen. En aquest punt, la relació entre el cabal i la velocitat de gir és defineix con el desplaçament volumètric, anomenant-se aquest mètode de intercepció a pressió zero. En la Figura 10-33 és pot observar aquesta tècnica, conceptualment molt més encertada que la del any 1988. Encara que mitjançant la regressió lineal que ofereix una fulla de càlcul EXCEL és molt fàcil trobar la intersecció amb el eix de les ordenades com s'observa en les Figures 10-34 i 10-36, el document ISO incorpora una expressió en funció de les dades de pressió i cabal a cada velocitat, i del nombre de pressions utilitzades. Es tracta de l'expressió analítica de la regressió lineal dels resultats minimitzant els errors quadràtics, sent totalment equivalent al resultat de la regressió utilitzant el gràfic d'EXCEL.

En les Taules 10-15 i 10-16 es mostren els resultats del assaig a 22 °C i a 60 °C, o sigui, les mateixes condicions que en el Capítol 4. En la fulla de càlcul hi figura la formula subministrada pel document ISO junt amb el càlculs dels seus termes. Cal comentar que, igual que succeeix amb el document del 1988, els

resultats s'han de donar en format numèric, ja que es tracta d'un valor de tanta importància per la determinació de les prestacions de la unitat que no és recomanable la seva estimació a partir de gràfics similars als de les Figures 10-34 i 10-36.

Convé destacar certs inconvenients, tot i que el mètode és molt més apropiat segons l'opinió del autor que l'anterior. El primer i més important és que el desplaçament volumètric es defineix per cada velocitat de gir. Es menciona en el document la necessitat de no tenir en compte valors discordants, però no menciona en que s'hagi de prendre el valor més alt, com s'ha realitzat en aquest annex. El mètode de intersecció amb pressió zero és vàlid sempre que hi hagi una bona proporcionalitat entre les fuites i la pressió<sup>ccxviii</sup>. En la bomba assajada així es pot considerar, encara que no tenen perquè tots els punts experimentals del cabal ser inferiors amb la intersecció amb l'eix d'ordenades. El gràfic de la Figura 10-36, a 1600 rpm és un exemple bastant clar d'aquest fenomen, tal i com s'assenyala amb en els dos punts encerclats.

Un gran avantatge del mètode és que en el cas de realitzar-se un procediment d'assaig tipus A, encara que el nivell d'instrumentació sigui B o C<sup>ccxix</sup>, s'obtenen suficients dades pel ISO 4409, raó per la qual es reitera la importància de realitzar una parametrització de bombes oleohidràuliques amb un sol assaig. Si en les Taules 10-15 i 10-16 no s'han considerat les dades per sota de 25 bar marcades en groc, és perquè el document ISO explicita que les pressions tenen que ser uniformement repartides, no sent així a 7.5 i 10 bar, punts necessaris per denotar el comportament específic de la unitat a baixes pressions

Utilitzant el mètode vigent, el desplaçament volumètric és de 14.47 cm<sup>3</sup> a 22°C i de 14.5 cm<sup>3</sup> a 60°C, mentre que amb el assaig del 1988 els resultats eren de 14.76 cm<sup>3</sup> i 14.77 cm<sup>3</sup> respectivament. La diferència és deguda al comentat anteriorment, de que a pressions properes a 12.5 bar el cabal és superior a la intersecció amb l'eix de pressió 0, tal com s'assenyala a la Figura 10-36. O sigui, encara que conceptualment el mètode del 2008 té molt més de sentit comú, amb la bomba assajada, en la qual el mecanisme de compensació de joc axial ja està funcionant de manera òptima a baixes pressions, ens trobem valors inferiors, i per tant, hi ha més possibilitat de rendiments volumètrics superiors a la unitat. Per tant, ha resultat profitós haver utilitzar una norma "caducada".

En les Taules 10-17 i 10-18 es mostra un desplaçament volumètric de 14.97 cm<sup>3</sup>, prenent el valor major de tot l'interval del assaig, el qual es dona a 2400 rpm, 10 bar i 60°C. Amb aquest procediment, prendre el valor màxim en tot el tang del assaig, quasi desapareixeria la possibilitat de rendiments volumètrics superiors a la unitat, encara que hi ha la possibilitat que valors espuris facin que el resultat sigui erroni. En tot cas, desplaçaments majors comporten rendiments volumètrics més baixos, i per tant, una altra font de polèmica entorn a la parametrització d'unitats hidrostàtiques.

---

<sup>ccxviii</sup> En principi seria esperable sempre i quan el règim fos laminar i no intervinguin mecanismes de compensació de folgances.

<sup>ccxix</sup> Veure Taula 4-1, variabilitat màxima de les mesures en l'assaig del 1988. En el del 2008 els valors són els mateixos, menys per la pressió d'aspiració i d'impulsió que es disminueix lleugerament la variabilitat permesa en l'assaig del 2008 respecte l'assaig del 1988.

Finalment, pot sobtar desplaçaments majors a 60 °C que a 22 °C, però observant els comportaments dels gràfics de la Figura 6-26 i de la Figura 6-32, es constata una disminució notable del espessor mínim, i per tant, del camí de fuites. I tal com s’ha comentat a la discussió del Capítol 2, en una BE girant alta velocitat (2000-2400 rpm en el nostre cas), el cabal arrossegat té una importància vital en el rendiment volumètric. A ben segur que en una màquina de desplaçament volumètric positiu més “ideal”, per exemple una bomba de pistons, aquest fenomen no seria tant notable.

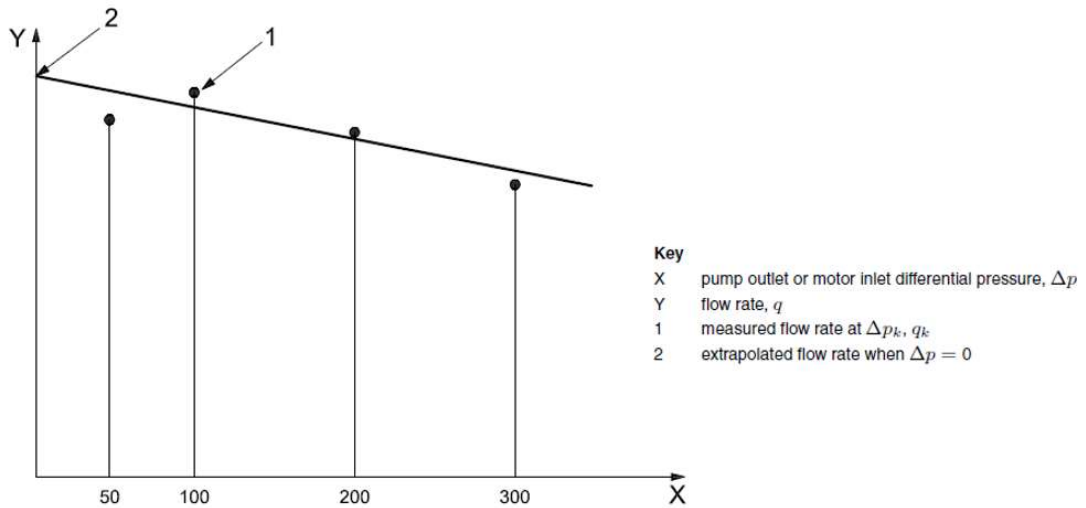


Figura 10-33: Desplaçament volumètric utilitzant el mètode de intercepció a pressió zero

Font: ISO 8426:2008

RELACIÓ CABAL (cm3/s) vs RPM		22°C									
	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	
7.5	14.20	14.82	14.71	14.87	14.87	14.62	14.82	14.84	14.45	14.71	
10	14.09	14.71	14.69	14.80	14.85	14.62	14.73	14.78	14.45	14.68	
25	13.32	14.50	14.44	14.59	14.65	14.61	14.58	14.70	14.40	14.59	
50	12.55	14.06	14.16	14.18	14.38	14.47	14.43	14.43	14.18	14.46	
75	12.44	13.58	13.82	13.86	14.19	14.39	14.16	14.21	14.08	14.26	
100	11.25	13.12	13.43	13.55	13.96	14.20	13.96	14.07	13.94	14.18	
125	10.99	12.98	13.17	13.38	13.85	13.88	13.89	14.02	13.90	14.10	
150	11.05	12.89	13.05	13.29	13.77	13.83	13.85	14.04	13.88	13.99	
175	11.41	13.01	13.21	13.35	13.84	13.93	13.92	14.05	13.88	14.06	
200	11.90	12.98	13.36	13.44	13.96	13.93	13.92	14.13	13.96	14.09	
225	12.24	13.07	13.39	13.58	14.06	14.11	14.02	14.15	13.98	14.13	
250	12.58	13.47	13.64	13.74	14.07	14.20	14.19	14.18	14.05	14.22	
	11.97	13.37	13.57	13.69	14.07	14.15	14.09	14.20	14.02	14.21	
<b>VALOR MAX.</b>		<b>14.87 cm3</b>									

Taula 10-15: Relació cabal versus velocitat de gir (22 °C)

RELACIÓ CABAL (cm3/s) vs RPM		60°C									
	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	
7.5	14.42	14.46	14.59	14.63	14.67	14.72	14.77	14.86	14.88	14.94	
10	13.99	14.25	14.42	14.48	14.54	14.65	14.67	14.78	14.86	14.97	
25	12.98	13.69	13.88	14.03	14.21	14.32	14.37	14.52	14.66	14.79	
50	11.65	12.71	13.17	13.49	13.68	13.86	13.95	14.18	14.32	14.56	
75	10.24	11.92	12.60	12.94	13.28	13.51	13.61	13.88	14.00	14.27	
100	9.17	11.40	12.11	12.60	13.00	13.28	13.38	13.64	13.81	14.15	
125	8.72	11.00	11.89	12.37	12.86	13.04	13.28	13.52	13.72	14.08	
150	8.27	10.65	11.78	12.35	12.84	13.05	13.24	13.54	13.75	14.04	
175	8.33	10.95	11.85	12.42	12.90	13.17	13.39	13.75	13.82	14.07	
200	8.85	11.13	12.01	12.63	13.07	13.24	13.52	13.80	14.03	14.16	
225	9.65	11.52	12.24	12.84	13.28	13.45	13.63	13.91	14.16	14.31	
250	10.32	11.59	12.49	13.10	13.57	13.63	13.84	14.03	14.27	14.34	
	9.82	11.65	12.40	12.88	13.27	13.45	13.62	13.88	14.05	14.28	
<b>VALOR MAX.</b>		<b>14.97 cm3</b>									

Taula 10-16: Relació cabal versus velocitat de gir (60 °C)



CALCULO DEL CAUDAL REAL (l/min)												
bar/rpm	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400		
7.5	8.6534327	11.571037	14.594857	17.554342	20.536946	23.554166	26.592028	29.710139	32.739163	35.867902		
10	8.3952862	11.397018	14.419069	17.376731	20.357472	23.447646	26.408291	29.56612	32.666849	35.921419		NO UTILIZAT
25	7.7888262	10.949731	13.877472	16.836288	19.897767	22.90504	25.865567	29.030697	32.252975	35.497914		NO UTILIZAT
50	6.9891988	10.166978	13.172448	16.185274	19.153593	22.17005	25.118243	28.366318	31.498084	34.936825		
75	6.1463522	9.5325406	12.599366	15.523013	18.59842	21.619631	24.502641	27.756204	30.789297	34.239202		
100	5.5042965	9.122014	12.11094	15.123834	18.195433	21.253288	24.078867	27.282449	30.386794	33.954229		
125	5.2305891	8.7968217	11.890321	14.848487	18.008849	20.869388	23.907156	27.033256	30.183436	33.796847		
150	4.9611466	8.5187476	11.784151	14.824138	17.978485	20.882822	23.840999	27.088255	30.249063	33.697955		
175	4.9954215	8.7578102	11.853231	14.902317	18.063282	21.073056	24.10914	27.491442	30.403249	33.774976		
200	5.3099358	8.9026394	12.007	15.154069	18.293448	21.182809	24.33235	27.596841	30.857534	33.990709		
225	5.789848	9.217508	12.24409	15.40743	18.596042	21.515499	24.536041	27.817521	31.161288	34.347579		
250	6.1917763	9.2744704	12.487931	15.725709	19.003217	21.800742	24.916858	28.054216	31.39461	34.405771		
	5.89	9.32	12.40	15.45	18.58	21.53	24.52	27.75	30.92	34.26		
	774.04	1249.24	1676.81	2102.33	2537.21	2938.45	3354.81	3799.94	4239.14	4691.54		
	809.98	1282.04	1705.37	2124.80	2554.59	2959.99	3371.61	3815.89	4251.17	4711.33		
	24062.50	24062.50	24062.50	24062.50	24062.50	24062.50	24062.50	24062.50	24062.50	24062.50		
	18906.25	18906.25	18906.25	18906.25	18906.25	18906.25	18906.25	18906.25	18906.25	18906.25		
	137.50	137.50	137.50	137.50	137.50	137.50	137.50	137.50	137.50	137.50		
Vl(cm3)	11.41	12.75	13.16	13.38	13.60	13.81	13.87	14.09	14.20	14.50		

$V_i = \frac{q_i}{n}$  where  $\Delta p = 0$

$$V_i = \left\{ \left( \frac{1}{k} \cdot \sum_{i=1}^k q_i \right) - \left[ \frac{1}{k} \cdot \sum_{i=1}^k (\Delta p_i \cdot q_i) - \frac{1}{k^2} \cdot \left( \sum_{i=1}^k \Delta p_i \right) \left( \sum_{i=1}^k q_i \right) \right] \right\} \cdot \left( \frac{1}{k} \cdot \sum_{i=1}^k \Delta p_i \right)^{-1} \cdot \frac{1}{n}$$

Taula 10-18: Resultats del assaig ISO 8426:2008 (60 °C)



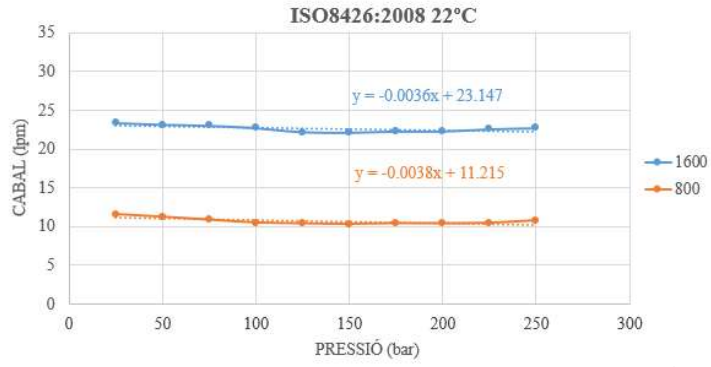


Figura 10-34: Cabal versus pressió a 800 i 1600 rpm (22 °C)

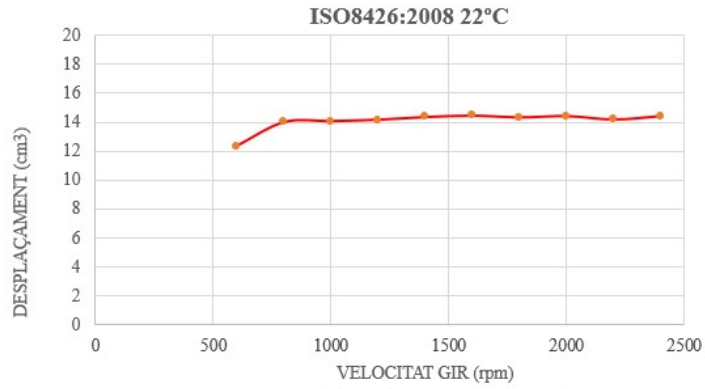


Figura 10-35: Desplaçament versus velocitat de gir (22 °C)

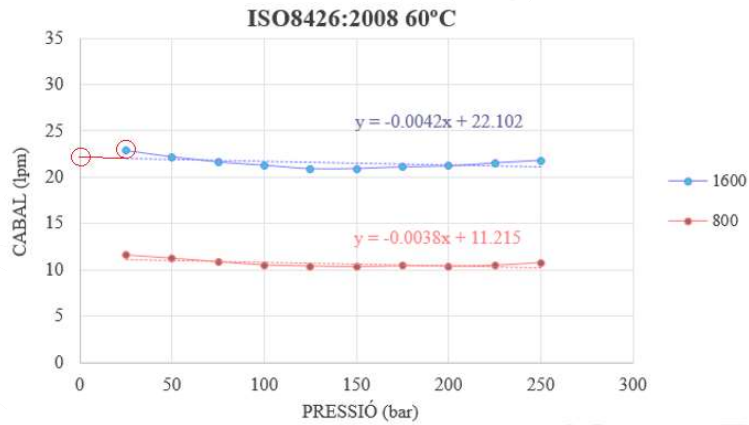


Figura 10-36: Cabal versus pressió a 800 i 1600 rpm (60 °C)

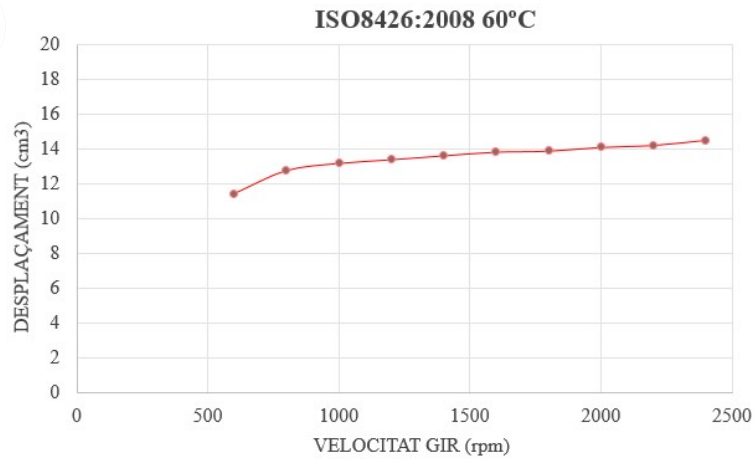


Figura 10-37: Desplaçament versus velocitat de gir (60 °C)

### 10.3 Annex C Pulsació de cabal segons ISO 10767-1: 2015

La primera edició del ISO 10767-1 del 1996, utilitzada en el Capítol 5 d'aquesta Tesi, es basa en el denominat “mètode de la font secundària - SS”, el qual requereix un banc d'assaig i un sistema de processament de dades tant complex que la seva implantació només es va dur a terme al Regne Unit. La dificultat és deguda a que per determinar la impedància s'ha de realitzar mesurant de pulsacions de pressió a freqüències distintes de les de bombeig, sent difícil separar el harmònics de la unitat assajada i la font secundària funcionant simultàniament, sobretot a altes freqüències on l'amplitud és baixa.

Weddfelt (53) i Kojima (54) proposaren<sup>ccxx</sup> el denominat “mètode de dues pressions i dos sistemes-2P2S” per determinar la pulsació de cabal  $Q_S$  i la impedància interna  $Z_S$  únicament utilitzant els harmònics de la bomba assajada, i per tant, sense font secundària. Aquest mètode és la base la norma ISO 10767-1:2015, guanyant segons el mateix document ISO simplicitat i precisió respecte el mètode anterior<sup>ccxxi</sup>.

Una consideració que es fa en el document del 2015 és la diferència entre les pulsacions de cabal generades per la bomba a la sortida  $Q_S$  (*source flow ripple* en model estàndard de Norton) de les generades en el interior del conducte de sortida  $Q_S^{*ccxxii}$  (*source flow ripple* en el model modificat), que en una BE ve a ser la zona d'engranat. El document del 1996 només s'utilitza la nomenclatura  $Q_S$  referit al interior de la bomba, o sigui  $Q_S^*$  en el document del 2015. En la Figura 10-38 s'aclareixen aquest concepte, sent el punt 3 el llinar entre la sortida de la bomba i el tub de connectat. Per tant, la impedància interna de la bomba, *source impedance*, fa referència la impedància del conducte interior de la bomba en el model estàndard de Norton, entre on es genera el cabal i la sortida d'aquesta, ja analitzada en l'Apartat 5.2.1.4.

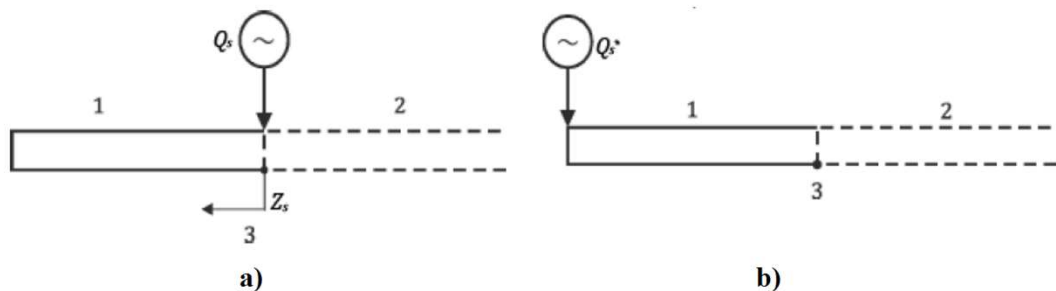


Figura 10-38: Model estàndard de Norton (a) i modificat (b)

Font: ISO 10767-1:2015

Per explicar el mètode 2P2S, es considera un circuit oleohidràulic simple com el de la Figura 10-39 i la Figura 10-40. La bomba descarrega a través del tub de referència de longitud  $L_r$ , per posteriorment trobar el tub de connexió de longitud  $L_c$  en el primer sistema i  $L_c+L$  en el segon sistema, sent  $L$  la longitud del tub d'extensió. La intenció d'aquest muntatge és variar el mode de vibració del fluid, o sigui, la

<sup>ccxx</sup> La única diferència entre ambdues propostes fa referència al muntatge dels tubs. La norma ISO 10767-1:2015 és basa amb la proposta de Kojima, annexant la de Weddfelt.

<sup>ccxxi</sup> Totalment d'acord en quant a simplicitat, no tant en quan a precisió. Argumentat en l'article de Bramley i Johnston (56).

<sup>ccxxii</sup> S'utilitzarà en aquesta explicació la terminologia del document ISO 10767-1:2015. Es tracta d'un resum del annex B d'aquesta norma.



propagació de les ones estacionaries. En el sistema 1,  $P_0$  i  $Q_0$  són les pulsacions de pressió i cabal a la sortida de la bomba ( $l=0$ ) i  $P_1$  i  $Q_1$  al final del tub de referència ( $l=L_r$ ), mentre que en el sistema 2 ho seran  $P_0'$  i  $Q_0'$ , i  $P_1'$  i  $Q_1'$  respectivament. D'aquesta manera,  $Q_0$  pot expressar-se utilitzant  $P_0$  i  $P_1$ , i  $Q_0'$  utilitzant  $P_0'$  i  $Q_0'$ <sup>ccxxiii</sup>

$$Q_0 = -j \frac{1}{Z_C} \{ \cot(\gamma L_r) P_0 - \operatorname{cosec}(\gamma L_r) P_1 \} \quad (\text{eq. 10.1})$$

$$Q_0' = -j \frac{1}{Z_C} \{ \cot(\gamma L_r) P_0' - \operatorname{cosec}(\gamma L_r) P_1' \} \quad (\text{eq. 10.2})$$

La impedància característica del tub de sortida  $Z_C$ , el coeficient de propagació de l'ona  $\gamma$  i el coeficient complex que representa els efectes de la fricció viscosa es quantifiquen mitjançant les fórmules<sup>ccxxiv</sup>

$$Z_C = \frac{\rho c \xi(\omega)}{\pi r_0^2} \quad (\text{eq. 10.3})$$

$$\gamma = \frac{\xi(\omega) \omega}{c} \quad (\text{eq. 10.4})$$

$$\xi(\omega) \approx 1 + \sqrt{\frac{\nu}{2r_0^2 \omega}} - j \left( \sqrt{\frac{\nu}{2r_0^2 \omega}} + \frac{\nu}{r_0^2 \omega} \right) \quad (\text{eq. 10.5})$$

on  $\omega$  és la pulsació de l'ona de pressió,  $\nu$  la viscositat cinemàtica del fluid,  $r_0$  el radi interior del tub de referència i  $c$  la velocitat de propagació del so. Modelant la bomba com una font de cabal amb una impedància en paral·lel, les següents expressions poden ser deduïdes aplicant continuïtat a la sortida de la bomba ( $x=0$ )<sup>ccxxv</sup>

$$Q_0 = Q_S - \frac{P_0}{Z_S} \quad (\text{eq. 10.6})$$

$$Q_0' = Q_S' - \frac{P_0'}{Z_S} \quad (\text{eq. 10.7})$$

Si les fases de  $P_0$ ,  $P_1$ ,  $P_0'$  i  $P_1'$  es mesuren en posicions de referència idèntiques respecte l'eix de rotació de la bomba, el cabal a la sortida de la bomba en ambdós sistemes és el mateix<sup>ccxxvi</sup>

$$Q_S = Q_S' \quad (\text{eq. 10.8})$$

Sota aquestes premisses, es pot avaluar la pulsació de cabal  $Q_S$  i la impedància interna  $Z_S$  per cada harmònic

<sup>ccxxiii</sup> Una bona deducció d'aquestes expressions es pot trobar a Choi et al. (122). Aquest treball, partint del mètode de dues pressions i dos sistemes, s'ofereix una visió crítica dels efectes de la modelització del tub de descàrrega de la bomba (no únicament d'engranatges), proposant un mètode experimental pel càlcul de la seva longitud equivalent.

<sup>ccxxiv</sup> Veure analogies amb les utilitzades en l'Apartat 5.2.4

<sup>ccxxv</sup> El mateix plantejament que en l'Apartat 5.2.1.3

<sup>ccxxvi</sup> Sense cap mena de dubte aquesta afirmació tant obvia és segons l'autor el principal inconvenient de la ISO 10767-1:2015. Es tracta de dos assaigs diferents, i la lectura de la senya temporal de les pulsacions de pressió s'ha de sincronitzar mitjançant la senyal de trigger en l'eix de la bomba. Aquesta senyal s'ha generat mitjançant un sensor inductiu que detecta una pista metàl·lica adherida al ventilador situat a la part posterior del motor elèctric. El període a 1500 rpm aproximadament és de 3.3 ms, mentre que el temps de resposta del sensor inductiu M12 utilitzat IFM IFT200 <https://www.ifm.com/es/es/product/IFT200> pot arribar a tenir una histèresis del 15 % (comú en aquest tipus de dispositius). Per tant, no és tan obvi la sincronització dels senyals en els dos assaigs per fer coincidir l'inici de les senyals temporals. En la realització del ISO 10767-1:1996, al tractar-se d'una única adquisició per la determinació de  $Z_S$  i una altre per  $Q_S$ , es va procedir en captar directament les senyals freqüencials amb el seu desfàsament relatiu, sense necessitat de senyal de trigger, ja que l'anàlitzador d'espectres utilitzat SCIENTIFIC ATLANTA SDS390 ho permetia.

$$Q_{s,i} = \frac{1}{Z_c} \frac{P_{0,i}P'_{1,i} - P'_{0,i}P_{1,i}}{(P_{0,i} - P'_{0,i})\sin(\gamma L_r)} = \text{Re}(Q_{s,i}) + j\text{Im}(Q_{s,i}) \quad (\text{eq. 10.9})$$

$$Z_{s,i} = jZ_c \frac{(P_{0,i} - P'_{0,i})\sin(\gamma L_r)}{P_{1,i} - P'_{1,i} - (P_{0,i} - P'_{0,i})\cos(\gamma L_r)} = \text{Re}(Z_{s,i}) + j\text{Im}(Z_{s,i}) \quad (\text{eq. 10.10})$$

En aquestes expressions pot observar-se que no hi figuren ni les característiques de les vàlvules estranguladores, ni la dels tubs de connexió ni extensió, utilitzant-se aquest únicament per variar el mode de vibració del sistema 2 respecte 1. Les longituds dels tubs de referència  $L_r$ , connexió  $L_c$  i extensió  $L$  estan especificades en l'Apartat 7.6 del document ISO, argumentant aquest valors en l'Annex B.3. La impedància del tub de referència es calcula amb l'Equació 5.65, on la velocitat de propagació del so és calculada analíticament amb l'Equació 5.32 considerant el mòdul de compressibilitat de l'Equació 5.21<sup>ccxxvii</sup>.

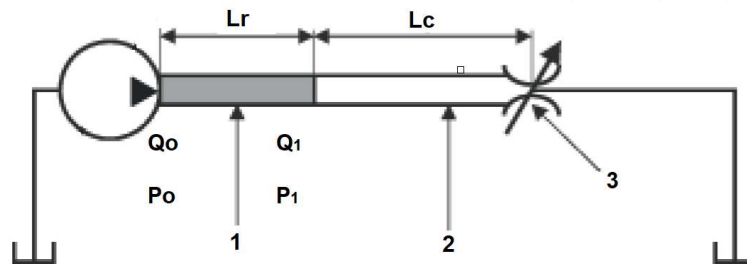


Figura 10-39: Bomba descarregant en el SISTEMA 1

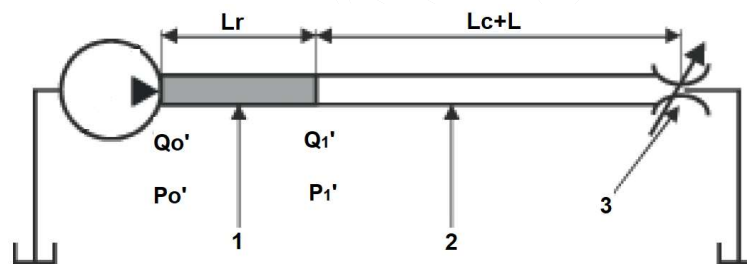


Figura 10-40: Bomba descarregant en el SISTEMA 2

En el treball de Gallo (116) es va realitzar aquest assaig amb una bomba similar a la del Capítol 5. Es va acoblar a una central hidràulica amb un motor de 4 kW, i per tant, les assaigs es van realitzar a una única velocitat aproximada de 1450 rpm<sup>ccxxviii</sup>. Les pressions treball van ser de 50, 75 i 100 bar, amb l'equip amb l'esquema hidràulic segons Figura 10-41 i instrumentació segons Figura 10-42. S'ha prescindit del estrangulador a l'entrada del cabalímetre, ja que la seva funció és evitar la cavitació del fluid a la sortida del estrangulador del sistema 2, fet que ja s'aconsegueix amb el tub flexible 20 de longitud considerable. La funció de vàlvula de seguretat 3 és únicament evitar que degut a un tancament excessiu d'algun estrangulador la pressió excedeixi la màxima de treball. El taratge d'aquesta és de 200 bar, de manera que en condicions normals mai obrirà.

<sup>ccxxvii</sup> Encara que en el document ISO 10767-1:2015 no s'exposa cap procediment per a determinar experimentalment la velocitat de propagació del so com en la ISO 10767-1:1996 (on s'utilitzen tres sensors piezoelèctrics) ens remet a la 15086-2 (123). En aquest document l'assaig es realitza amb dos sensors, tot i que Johnston (124) segueix defensant un procediment anàleg al del document del 1996 amb 3 sensors.

<sup>ccxxviii</sup> Motor trifàsic de 4 pols. La velocitat depèn lleugerament de la càrrega.

Les dades obtingudes del analitzador són tractades amb EXCEL per a crear els 4 arxius de les senyals temporals dels transductors de pressió,  $P_0$  i  $P_1$  pel sistema 1, i  $P_0'$  i  $P_1'$  pel sistema 2 que s'iniciïn en el mateix punt de referència del *trigger*. Una vegada processades, amb MATLAB<sup>ccxxx</sup> s'obtenen la FFT, obtenint els harmònics per a realitzar els càlculs descrits. Per millorar la precisió, es captura el valor màxim de l'amplitud en un rang proper a les freqüències d'interès, determinades prèviament a partir de la velocitat de rotació<sup>ccxxx</sup>. Una vegada calculades la impedància del tub de referència, el coeficient de propagació i el coeficient viscos, es determina per cada harmònic l'amplitud i la fase dels harmònics de la pulsació de cabal (tant en el model estàndard de Norton com en el modificat) i la impedància interna. Finalment es calcula, tal com es menciona en el document ISO, la pressió de bloqueig acústic<sup>ccxxxi</sup>.

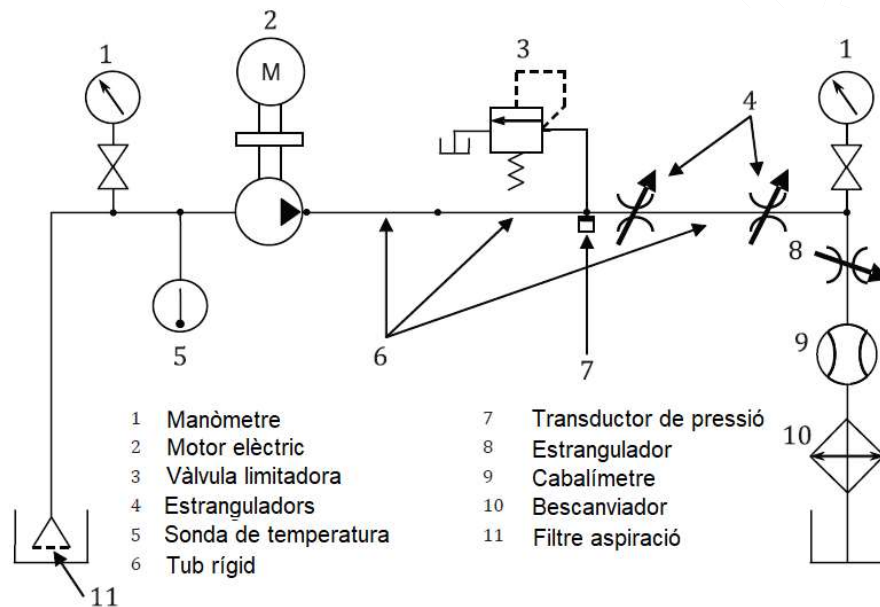


Figura 10-41: Esquema hidràulic ISO 10767-1:2015

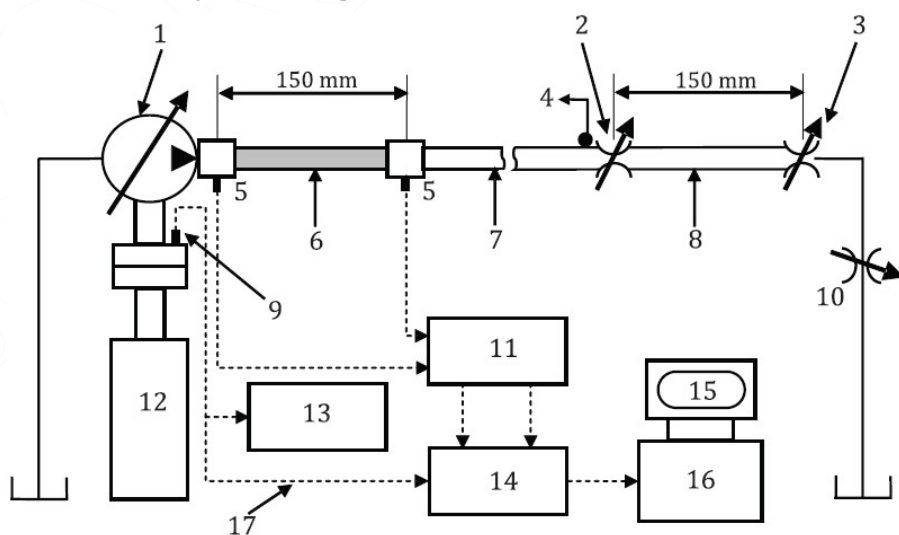


Figura 10-42: Equip d'assaig i instrumentació ISO 10767-1:2015

<sup>ccxxix</sup> Raó per la qual el format de les dades presentades difereix del Capítol 5.

<sup>ccxxx</sup> Aquesta precaució no s'ha tingut en compte en el processament de les dades del Capítol 5.

<sup>ccxxxi</sup> Pressió que es genera a la sortida de la bomba quan s'acobra a un circuit d'impedància infinita.

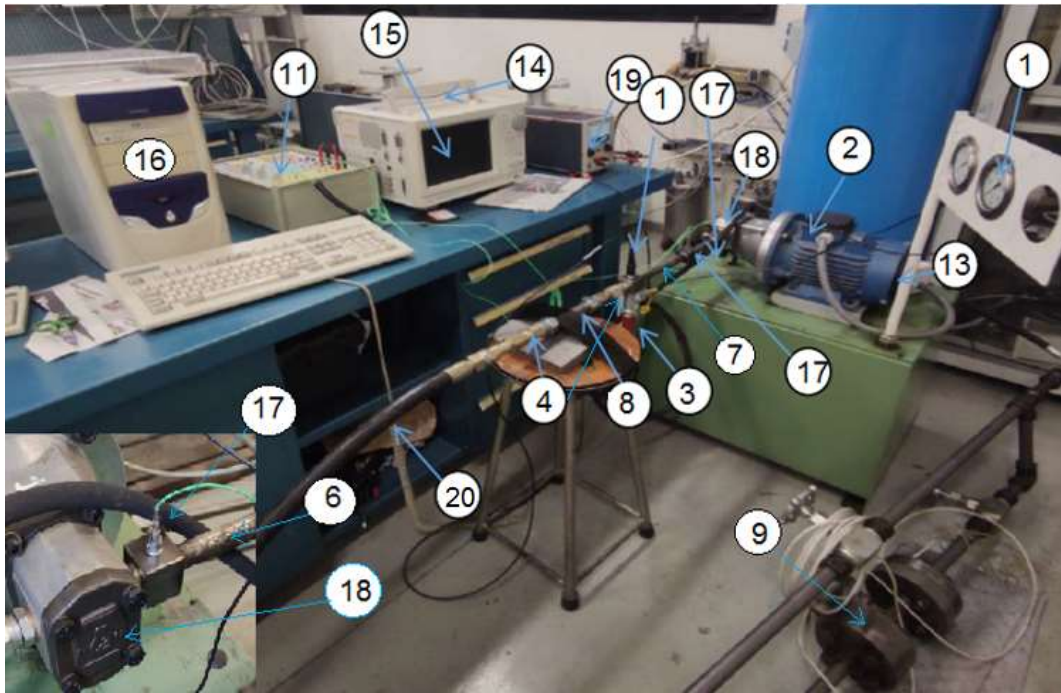


Figura 10-43: Muntatge experimental ISO 10767-1:2015

ITEM	DESCRIPCIÓ	FABRICANT	MODEL
1	Transductor de pressió	WIKA	MH-3 (Piezoresistiu)
2	Motor elèctric 2.2 kW	MEB	BF5 100L
3	Vàlvula limitadora	ROQUET	SGRA03
4	Estrangulador	ROQUET	VCR03
5	Transductor temperatura	WIKA	TFT35
6	Tub de referència	A.Gallo (116)	
7	Tub de connexió	A.Gallo (116)	
8	Tub d'extensió	A.Gallo (116)	
9	Cabalímetre	FLOW TECHNOLOGY	FT-16-CX-50-LB
10	Bescanviador calor	(no utilitzat)	
11	Amplificador de càrrega	KISTLER	5039A
12	Convertidor freqüència	(no utilitzat)	
13	Transductor trigger	IFM	IFT200
14	Analitzador senyal	YOGOKAWA	DL716-701830
15	Registre	(Idem)	
16	Processador senyal	PC	
17	Sensor pressió piezoelèctric	KISTLER	601A
18	Bomba assajada	ROQUET	1L22DE31R
19	Font alimentació	24 VDC	
20	Tub flexible cap el cabalímetre	-----	1/2"

Taula 10-19: Components principals del banc assaig ISO 10767-1:2015

De la Figura 10-42 a la 10-49 es mostren els resultats del assaig. Per a validar el codi de MATLAB, Gallo (116) mostra una comparativa amb treballs d'altres investigadors que així ho corroboren. També s'obté la senyal temporal de la pulsació de cabal i es sobreposa amb la teòrica, com es mostra a la Figura 10-51. Un cop validat l'assaig, es poden comparar els resultats amb els del Capítol 5. Per exemple, la

Figura 10-49 mostra la pulsació de cabal a 50 bar segons ISO 10767-1:2015, mentre que la Figura 10-50 els mostra segons ISO 10767-1:1996. S'observa una bona correlació, però amb valors lleugerament superiors en el darrer cas. L'haver treballat a 1860 rpm fa que l'amplitud no sigui exactament la mateixa, però el fet que tant l'ordre de magnitud com la relació entre els harmònics siguin semblants, fa pensar en l'equivalència entre els dos assaigs.

En tot cas, una vegada utilitzats els dos mètodes, l'ISO 10767-1:1996 desenvolupat en una molt complexa fulla de càlcul EXCEL, i el ISO 10767-1:2015 en un codi MATLAB, i havent comprovat que els resultats són semblants en quant a ordre de magnitud i comportament, caldria realitzar una sèrie de assaigs amb condicions operatives idèntiques per validar la seva total equivalència per a parametritzat una BE. La bibliografia mostra que aquest debat no està resolt ni pels especialistes més reputats en la matèria.

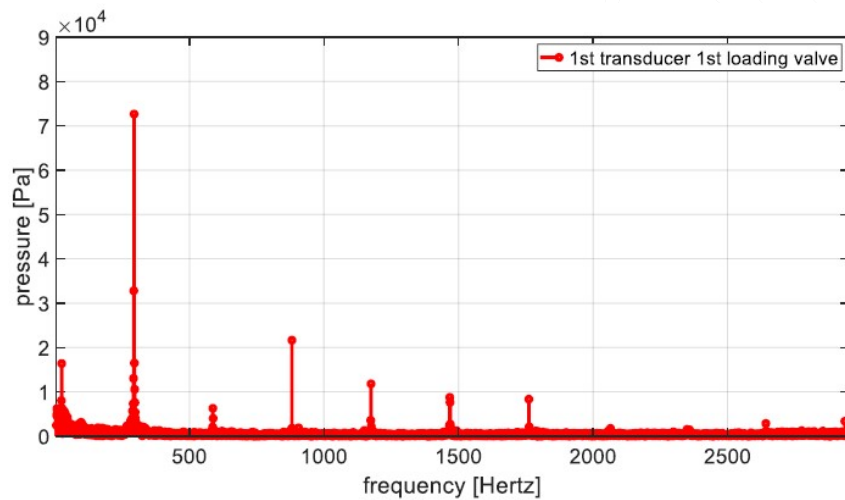


Figura 10-44: Senyal freqüencial de la pressió 1 en el sistema 1 (50 bar)

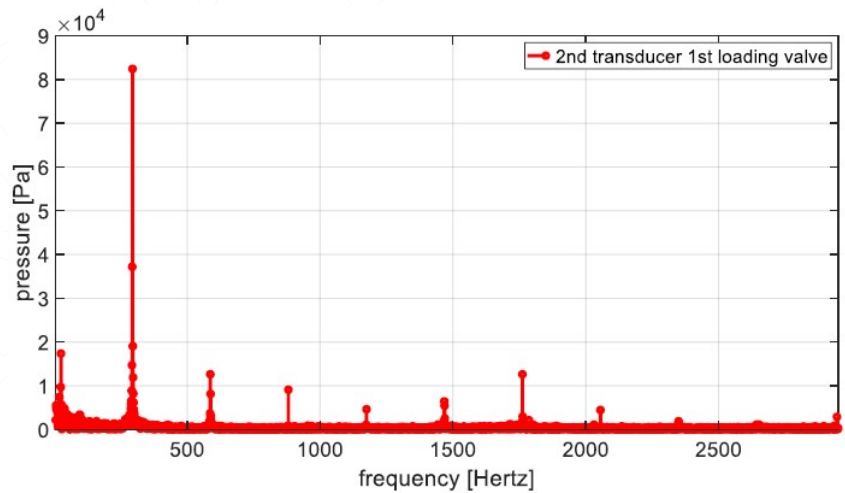


Figura 10-45: Senyal freqüencial de la pressió 2 en el sistema 1 (50 bar)

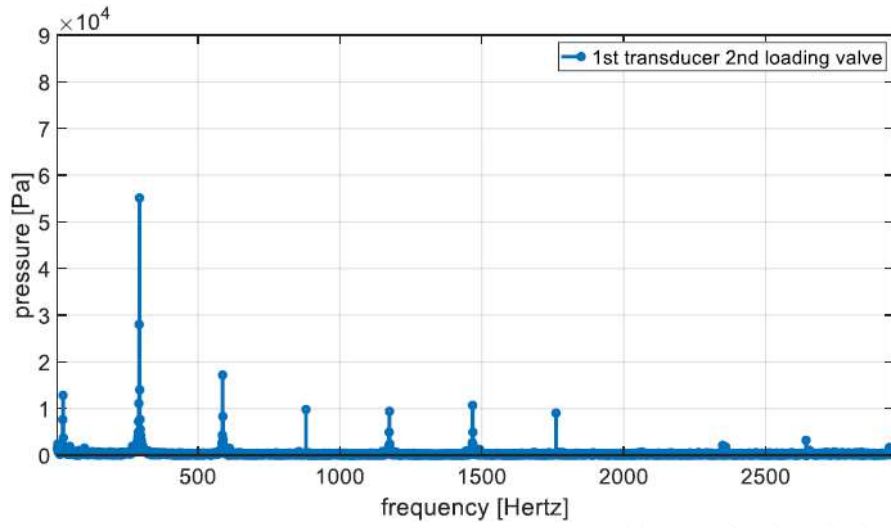


Figura 10-46: Senyal freqüencial de la pressió 1 en el sistema 2 (50 bar)

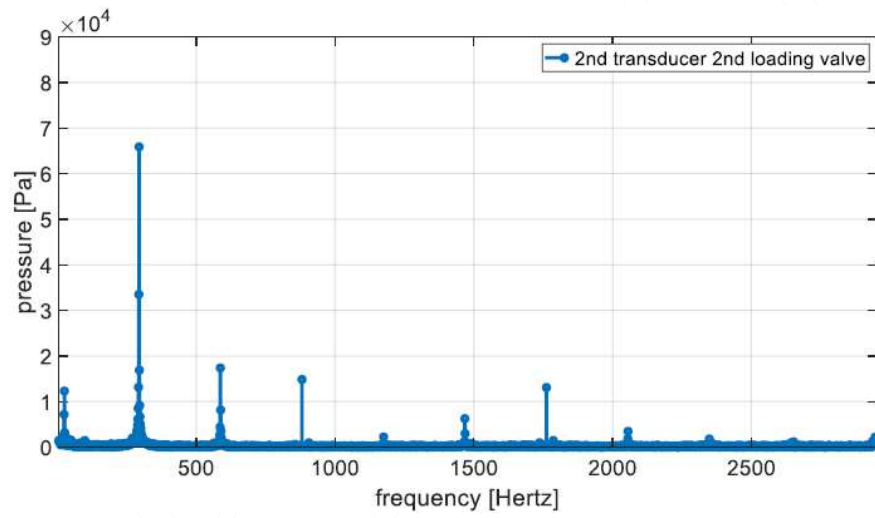


Figura 10-47: Senyal freqüencial de la pressió 2 en el sistema 2 (50 bar)

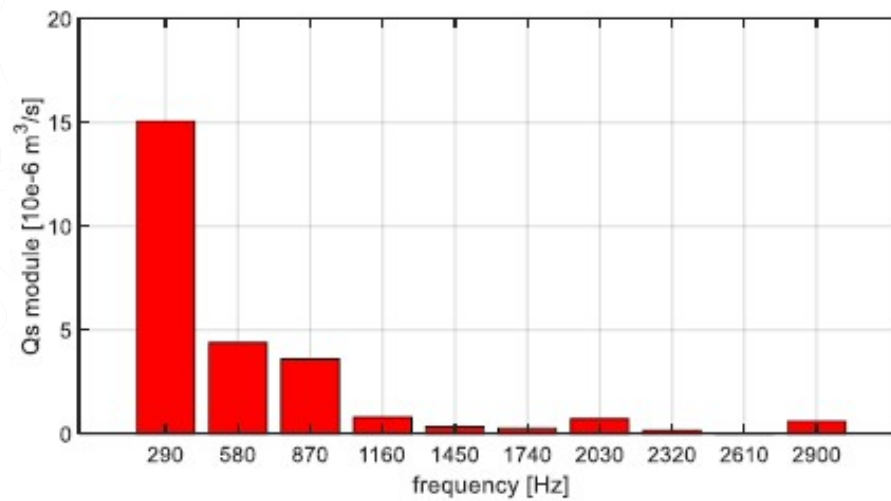


Figura 10-48: Pulsació de cabal en el model estàndard de Norton (50 bar)

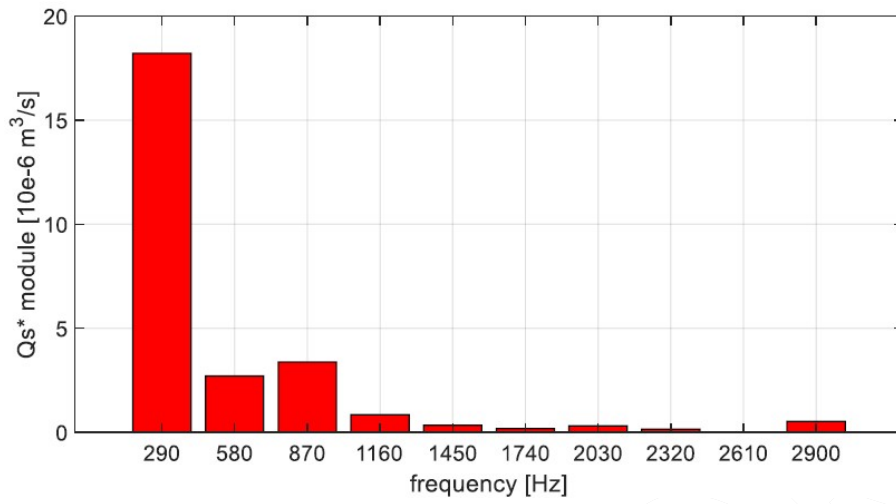


Figura 10-49: Pulsació de cabal en el model modificat (50 bar)

Qs (AMPLITUD) L22 50 bar 35°C

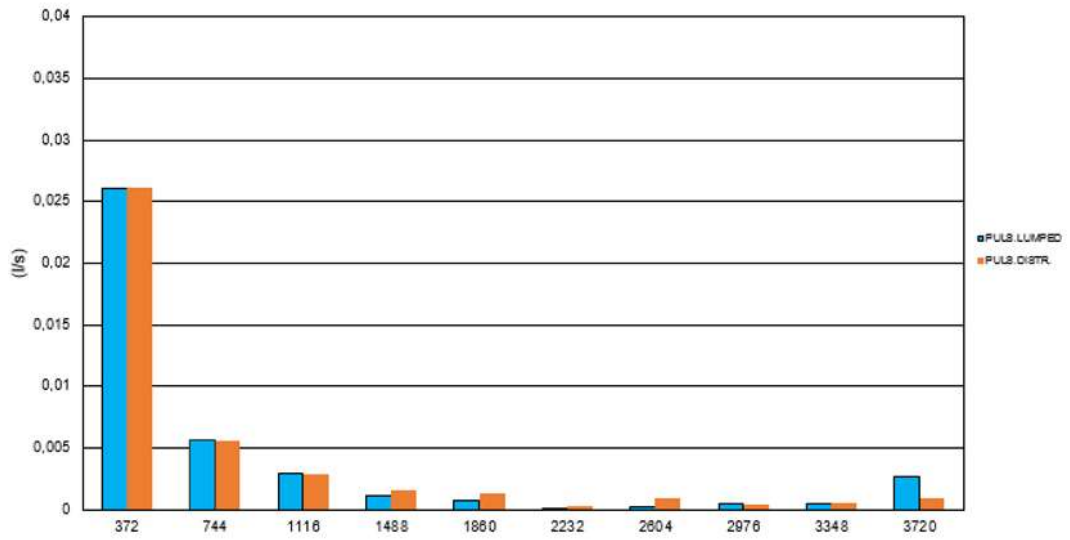


Figura 10-50: Pulsació de cabal ISO 10767-1:1996 (50 bar 35°C)

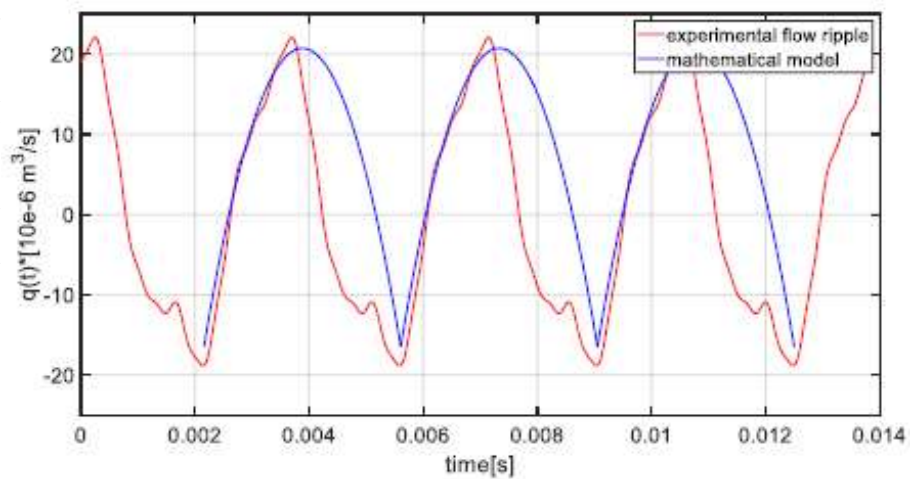


Figura 10-51: Comparació entre la senyal temporal de la pulsació de cabal i la teòrica (50 bar)



## 10.4 Annex D. Modelització mitjançant diagrames de Bond Graph

El mètode escollit per a simular tant el model del moviment de la placa lateral com el model de bomba ha estat els diagrames d'enllaços denominats Bond Graph (BG). Es tracta d'una representació gràfica de la generació, transmissió, emmagatzematge i dissipació d'energia en sistemes dinàmics. S'aplica a tota mena de sistemes (mecànics, elèctrics, tèrmics, hidràulics, químics o combinats), tractant el model de manera unificada i obtenint les equacions d'estat que regeixen el conjunt. Amb aquesta tècnica és força senzill unir diferents submodels, de manera que s'acostuma a partir d'un patró per anar completant-lo fins a convertir-lo en suficientment detallat. Així s'ha procedit, tant en el Capítol 7 com en el 8.

Tot seguit es farà un breu resum del funcionament d'un BG i del significat dels principals components per a facilitar la comprensió del diagrames presentats en aquesta Tesi. El Departament de Mecànica de Fluids de l'UPC és pioner en la utilització d'aquesta tècnica de simulació en sistemes oleohidràulics, destacant la obra de De Las Heras i Codina (80). Altres consulta per una ràpida introducció són Dransfield i Stecki (117), o tot un clàssic Thoma (118).

El flux d'energia en qualsevol enllaç d'un BG, o sigui la potència, sempre ve expressada com el producte d'una variable d' *esforç*  $e(t)$  i una de *flux*  $f(t)$ .

$$N(t) = e(t) \cdot f(t) \quad (\text{eq. 10.11})$$

El significat físic de les variables esforç i flux depèn del domini en el que s'estigui treballant. L'esforç sempre és la variable que produeix el moviment, mentre que el flux és la quantificació d'aquest moviment. La següent taula mostra els símbols corresponents a diferents branques científiques.

	ELECTROTÈCNIA	HIDRÀULICA INCOMPRESIBLE	MECÀNICA LINEAL	MECÀNICA ROTATIVA	TERMIDINÀMICA
<b>VARIABLE D'ESFORÇ</b>	TENSIÓ (u)	PRESSIÓ (p)	FORÇA (F)	PARELL (M)	TEMP ABSOLUTA (T)
<b>VARIABLE DE FLUX</b>	INTENSITAT (i)	CABAL (Q)	VEL.LINEAL (v)	VEL.ANGULAR ( $\omega$ )	FLUX ENTROPIC ( $s_s$ )
<b>DESPLAÇAMENT</b>	CARREGA (q)	VOLUM (V)	CARRERA (x)	ANGLE ( $\varphi$ )	ENTROPIA (S)
<b>IMPULS</b>	SENSE NOM	SENSE NOM	IMPULS LINEAL (P)	IMPULS ROTATIU (L)	SENSE NOM

Taula 10-20: Variables d'esforç i flux en diferents branques científiques

Les variables *energia*  $E(t)$ , *momentum o impuls*  $p(t)$ , i *desplaçament*  $q(t)$  venen definides com

$$E(t) = \int N(t)dt = \int f(t)e(t)dt \quad (\text{eq. 10.12})$$

$$p(t) = \int e(t)dt = e_0 + \int_{t_0}^t e(t)dt \quad (\text{eq. 10.13})$$

$$q(t) = \int f(t)dt = q_0 + \int_{t_0}^t q(t)dt \quad (\text{eq. 10.14})$$



En certes ocasions l'esforç  $e(t)$  s'expressa en funció del desplaçament, (p.e. la compressió d'una molla), o el flux en funció del impuls (p.e. la velocitat d'un volant d'inèrcia). L'energia en aquesta casos pot se expressada com

$$E(t) = \int e(q)dq \quad \text{o} \quad E(t) = \int f(p)d(p) \quad (\text{eq. 10.15})$$

### 10.4.1 Elements

Es defineix com element d'un BG a qualsevol component del sistema que pot ser analitzat independentment, ja que representa alguna relació fonamental entre variables d'aquest. Per exemple, en el cas que ens ocupa, una bomba oleohidràulica representa la relació entre la velocitat de gir del eix i el cabal subministrat, o entre el moment exercit sobre el eix i la pressió de treball.

Quan dos elements es connecten mitjançant un enllaç, implica que dues variables s'intercanvien entre ells (*esforç i flux*). On es realitza aquesta connexió es denomina *port*, i són característics de cada element, podent ser aquests d'un sol port o multiport. En el cas d'un bomba oleohidràulica tindrem l'aspiració, la impulsió i l'eix de rotació, o sigui tres ports. També pot donar-se el cas de conèixer el cabal d'aquesta, sent inserida en el sistema com una font de flux, o sigui com un element d'un sol port.

Qualsevol BG es realitza seguint unes normes preestablertes de connexió entre elements. En el sistema massa-molla com el representat a la Figura 10-54(a), les fletxes apunten en una sola direcció d'aplicació, i poden representar la força, la velocitat, l'acceleració, etc...En canvi en un BG, les línies acaben en mitja fletxa (enllaços) apuntant la direcció normal del flux energètic, i indiquen tant una senyal de esforç  $F$  (la força  $F$ ) i un senyal de flux (la velocitat  $v$ ). El seu producte correspon a la potència transportada.

Per una millor comprensió del diagrama s'acostuma a ficar junt amb els enllaços el tipus d'esforç o flux. L'esforç es col·loca sempre a la part superior o a l'esquerra, mentre que el flux es col·loca a la part inferior o a la dreta, com pot apreciar-se a la Figura 10-52. També s'acostuma a indicar el tipus d'element que constitueix l'enllaç, *capacitor (C)*, *inductor (I)*, *resistor (R)*, etc..., dels quals tot seguit se'n parlarà.

Els paràmetres que caracteritzen les lleis constitutives de cada element també es poden representar en el BG, com per exemple la massa, la constant d'una molla, la resistència, etc... Aquests elements es caracteritzen per guardar analogies en diversos dominis energètics, es a dir, es possible trobar elements que actuen de manera similar en sistemes tant variats com elèctrics, mecànics, hidràulics, tèrmics, etc...

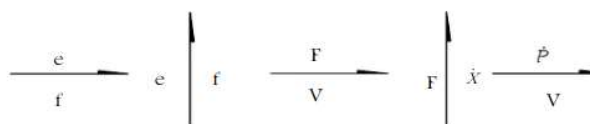


Figura 10-52: Notació variable en Bond-Graph



Figura 10-53: Notació del paràmetres en els enllaços

10.4.1.1 Elements actius

Quan es treballa amb BG s’ha de considerar el punt d’entrada d’energia al sistema i el tipus de variable independent del seu comportament. Podem tenir entrades d’energia ideals mitjançant un esforç constant o un flux constant, denominant-se font d’esforç (*source effort Se*) o font de flux (*source flow Sf*) respectivament. Aquest elements reben el nom d’*elements actius*, mentre els elements consumidors d’energia reben el nom d’*elements passius*. Una bomba oleohidràulica subministra un cabal el sistema, sent la pressió funció de la impedància. Per tant, des de un punt de vista ideal la bomba és una font de flux, i aquest flux en el nostre cas es correspondrà amb les dades experimentals del cabal mig parametritzades en el Capítol 4 més les pulsacions de cabal parametritzades en el Capítol 5.

La Figura 10-54 (a) es mostra una font de flux (velocitat) de forma esquemàtica. Normalment en les fonts d’energia s’anota la seva dependència temporal, o sigui  $v(t)$  o  $F(t)$ . La velocitat ens ve donada, mentre que la força és difícil de calcular i es necessita simular el sistema. En la Figura 10-54 (b) és al revés, entrant en el sistema un esforç i obtenint-se de la simulació la velocitat. Com que tant *Se* com *Sf* són l’origen de l’energia entrant al sistema, la notació es fa amb la fletxa apuntant cap a fora. Quan el producte d’esforç per flux és negatiu, significa que la potència està fluïnt en sentit contrari.

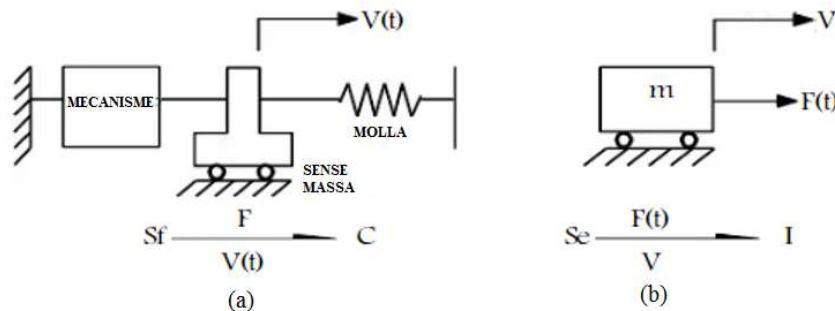


Figura 10-54: Exemple d’entrada energètica com font de flux (a) i font d’esforç (b)

10.4.1.2 Elements passius

Dins de qualsevol sistema dinàmic és possible trobar elements en els quals l’energia es dissipa o s’emmagatzema, o sigui, *elements passius*. El *Resistor* (R) és un element que indica pèrdues energètiques ocasionades per la fricció. En aquest element esforç i flux estan relacionats per

$$e(t) = Rf(t) \tag{eq. 10.16}$$

on R es defineix con la *resistència*.

La Figura 10-55 representa l’efecte d’un esmorteïment o d’una fricció, i la fletxa sempre apunta al element, ja que qualsevol fricció sempre dissipa potència.

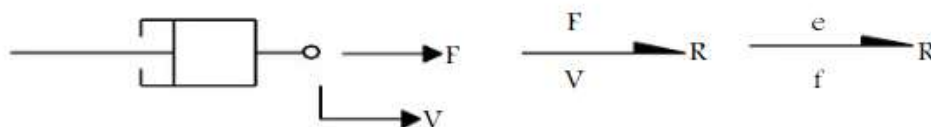


Figura 10-55: Element resistiu en un sistema mecànic

La potència dissipada en un resistor vindrà determinada per

$$N_R = e(t)f(t) = R \cdot f(t)^2 \quad (\text{eq. 10.17})$$

En un *capacitor* (C) s'acumula el flux, i es relacionen l'esforç i el desplaçament mitjançant

$$e(t) = \frac{1}{C}q(t) = \frac{1}{C} \int f(t)dt \quad (\text{eq. 10.18})$$

C es defineix com la *capacitat* per emmagatzemar energia.

Des d'un punt de vista mecànic com la Figura 10-56, representa l'efecte d'una molla, mentre que hidràulicament fa referència a la compressibilitat d'un fluid.

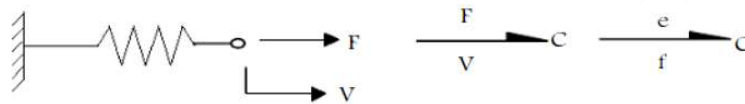


Figura 10-56: Element capacitiu en un sistema mecànic

L'energia entregada al *capacitor* en un sistema mecànic (on l'esforç és la força aplicada  $F$ , el flux la velocitat  $v$ , i el desplaçament la longitud  $x$  i  $N$  la potència transmesa) ve determinada per

$$E = \int Nd(t) = \int e(t)f(t)dt = \int F(t)v(t)dt = \int F(x)dx \quad \text{on} \quad v(t)dt = dx \quad (\text{eq. 10.19})$$

La relació entre la força i el desplaçament en un sistema lineal ve donat per

$$F = K \cdot x \quad (\text{eq. 10.20})$$

sent

$$C = \frac{1}{K} \quad (\text{eq. 10.21})$$

de manera que l'expressió de l'energia quedarà com

$$E = \int F(x)dx = \frac{1}{2}Kx^2 \quad (\text{eq. 10.22})$$

Per tant aquest element permet tant l'emmagatzemat d'energia com l'alliberament. Per convenció, la fletxa sempre apunta cap a C, de manera que quan s'emmagatzema energia el producte del esforç pel flux és positiu, mentre que quan s'allibera és negatiu.

En un *inductor* (I) s'acumula esforç, a on es relacionen el flux i el momentum mitjançant

$$f(t) = \frac{1}{I}p(t) = \frac{1}{I} \int e(t)dt \quad (\text{eq. 10.23})$$

on  $I$  és la *inductància* i  $p(t)$  és l'integral del esforç amb el temps, o sigui, el *momentum*. Des d'un punt de vista mecànic i hidràulic, com la Figura 10-57, representa una massa la acceleració de la qual és proporcional a la força aplicada.

$$F = m\ddot{x} \quad (\text{eq. 10.24})$$

on la inductància és la massa  $I=m$ . Integrant

$$p(t) = \int F(t)dt = m \int \ddot{x}dt = m \cdot v \quad (\text{eq. 10.25})$$

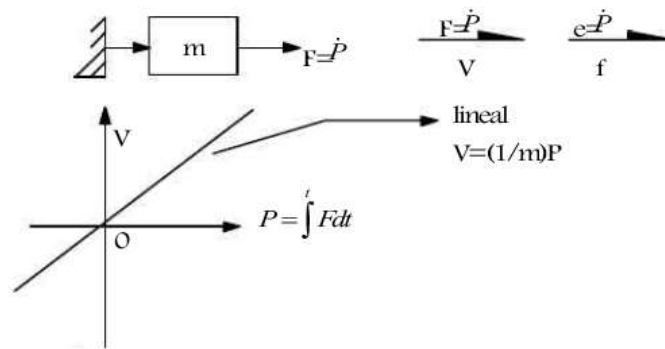


Figura 10-57: Element inductiu en un sistema mecànic

Per tant, l'element inductor relaciona proporcionalment el momentum (quantitat de moviment) amb el flux. Aquest element conserva l'energia igual que l'element C. Si la mitja fletxa apunta cap a I, el producte de l'esforç per flux és positiu, i per tant, aquest element inercial emmagatzema energia.

$$E(p) = \int v dp = \int \frac{p}{m} dp = \frac{1}{2m} p^2 = \frac{1}{2} mv^2 \quad (\text{eq. 10.26})$$

Aquesta expressió en l'àmbit mecànic defineix l'energia cinètica d'una massa.

Després d'haver analitzat els tres elements passius que poden intervenir en un port, es mostra en la Figura 10-58 les relacions existent entre les variables mitjançant el denominat tetraedre d'estat. Es pot observar que les variables  $e, f, p$  i  $q$  estan ubicades en els vèrtexs. Els cinc eixos visibles tenen el seu propi significat. Per exemple, l'eix que connecta  $e$  amb  $p$ , i  $f$  amb  $q$  té símbols d'integració ja que  $p$  és l'integral de  $e$  i  $q$  és l'integral de  $f$ . Els altres tres eixos etiquetats amb I, R i C mostren els tres elements passius d'un sol port, i també les variables que relacionen les seves lleis constitutives.

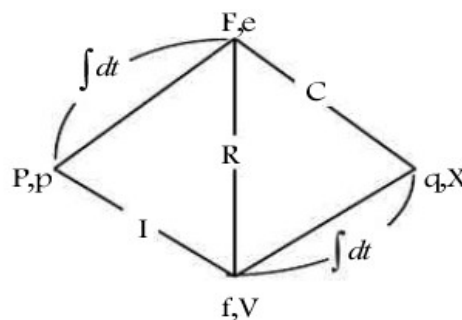


Figura 10-58: Tetraedre d'estat

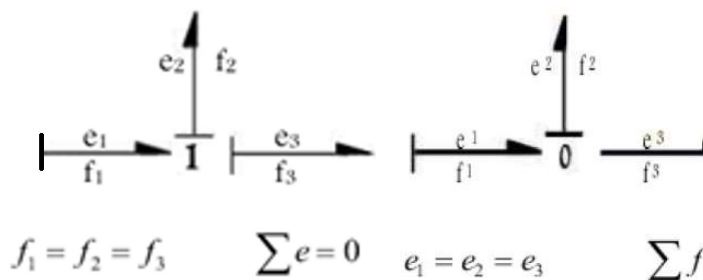


Figura 10-59: Unió tipus 1

Figura 10-60: Unió tipus 0

Els *elements d'unió de múltiples ports* són la base de la construcció d'un model de Bond Graph i es caracteritzen perquè en ells la energia es conserva. Per tant, en aquests es defineixen les equacions diferencials a resoldre mitjançant el software corresponent. Aquests elements serveixen per representar les connexions en sèrie o en paral·lel que existeixen en molts sistemes dinàmics. En BG en tenen en compte dos tipus d'unions de múltiples ports: unions *tipus 1* i unions *tipus 0*.

La *unió tipus 1* representada a la Figura 10-59 s'utilitza per relacionar elements on la suma dels esforços és nul·la. Es representa amb un 1 del qual entren o surten els enllaços amb les fletxes indicant el sentit de la potència. Per a sistemes hidràulics equival a un tub on la diferència de pressió entre l'entrada i la sortida serveix per vèncer la resistència del fluid i accelerar la seva massa. Per a un sistema mecànic equivaldria a la translació d'un carro sobre el que actuen diverses forces (molles, fricció, forces externes, etc...). El flux és constant, el cabal en el cas hidràulic i la velocitat en el cas mecànic.

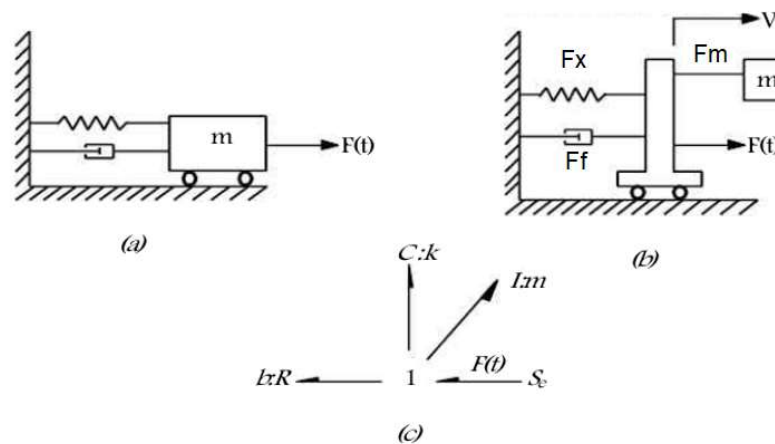


Figura 10-61: Element mecànic (a), representació ideal (b) i el seu Bond Graph (c)

En l'element tipus 1 de la Figura 10-61 es compleix

$$F(t) - F_f - F_m - F_x = 0 \quad (\text{suma de forces nul·la}) \quad (\text{eq. 10.27})$$

$$F(t)v - F_f v - F_m v - F_x v = 0 \quad (\text{eq. 10.28})$$

$$N(t) - N_f - N_m - N_x = 0 \quad (\text{suma de potències nul·la}) \quad (\text{eq. 10.29})$$

Els signes de les forces i les potències venen donats pel sentit de les mitges fletxes en els enllaços. Si apunten cap a la unió tipus 1 representen potències entregades al element, mentre que si apunten cap a fora de la unió representen potències rebudes pel element connectat.

La *unió tipus 0* representada en la Figura 10-60 s'utilitza per relacionar elements on la suma dels fluxos és nul·la. Es representa amb un 0 del qual entren o surten els enllaços amb les fletxes indicant el sentit de la potència. Per a sistemes hidràulics equivaldria a tenir els elements connectats a la mateixa pressió, com per exemple un volum d'una compressibilitat determinada. Per elements mecànics no és una unió tant obvia com la tipus 1. Per a una millor comprensió es pot observar la Figura 10-62, on es representa la unió de dos carros mitjançant un esmorteïdor. Els extrems del esmorteïdor es mouen a velocitats diferents  $v_1$  i  $v_2$ , però la força d'aquest respon únicament a la compressió o expansió a la que està sotmès.

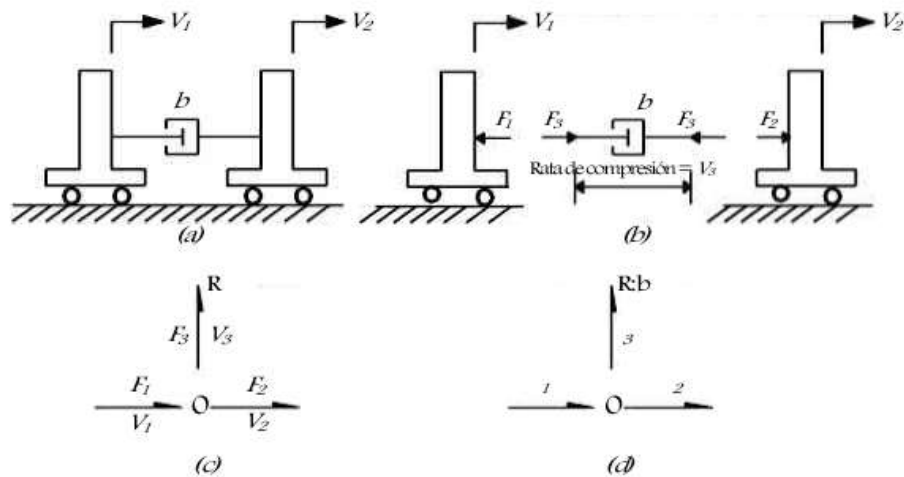


Figura 10-62: Representació de la unió dos sistemes mecànics (a) i (b) i el seu Bond Graph (c)

Si l'escorredor té un comportament lineal

$$F_3 = bv_3 \tag{eq. 10.30}$$

sent  $b$  el coeficient d'escorredor i  $v_3$  la velocitat relativa entre els dos carros. Per tant;

$$v_3 = v_2 - v_1 \quad (\text{suma de velocitats nul·la}) \tag{eq. 10.31}$$

$$F_1 = F_2 = F_3 = F \quad (\text{forces iguals en els tres elements}) \tag{eq. 10.32}$$

$$N_3 = N_2 - N_1 \quad (\text{suma de potències nul·la}) \tag{eq. 10.33}$$

sent la potència perduda en l'escorredor la potència subministrada pel carro de la dreta menys la potència absorbida pel carro de l'esquerra.

En molts sistemes dinàmics existeixen elements que realitzen canvis de les dues variables característiques conservant la potència. En BG s'utilitzen elements de dos ports per aquests components: *el transformador (Tf)* i *el girador (GY)*. Un *element transformador (TF)* amplifica o disminueix la variable d'esforç, disminuint o amplificant respectivament la de flux. Es compleixen les següents relacions:

$$e_1(t) = me_2(t) \tag{eq. 10.34}$$

$$mf_1(t) = f_2(t) \tag{eq. 10.35}$$

$$e_1 f_1 = e_2 f_2 \tag{eq. 10.36}$$

on  $m$  s'anomena mòdul transformador. Un exemple és la palanca rígida sense massa, on el mòdul transformador és la relació  $m=b/a$ . En oleohidràulica aquest element defineix la bomba oleohidràulica, sent el cabal proporcional a la velocitat de gir i el parell aplicat al eix a la pressió de treball, sent el mòdul el desplaçament volumètric. També defineix el funcionament d'un actuator lineal, on la força és proporcional a la pressió i la velocitat al cabal entrant.

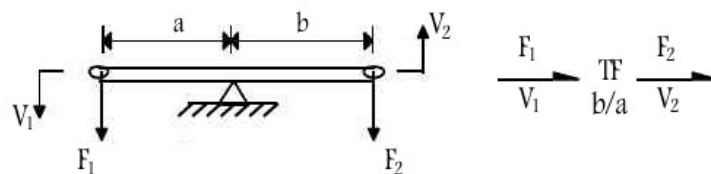


Figura 10-63: Utilització mòdul TF pel mecanisme de palanca simple

Un *element girador* (GY) és molt semblant al transformador, però relaciona fluxos d'entrada amb esforços de sortida, i esforços d'entrada amb fluxos de sortida, complint-se les següents relacions.

$$e_1(t) = r f_2(t) \tag{eq. 10.37}$$

$$r f_1(t) = e_2(t) \tag{eq. 10.38}$$

$$e_1 f_1 = e_2 f_2 \tag{eq. 10.39}$$

on  $r$  s'anomena mòdul del girador

El elements giradors no són tant comuns com els elements transformadors, sent pràcticament inexistents en oleohidràulica. Un exemple des d'un punt de vista mecànic són el *giroscopis*, on el moment angular és inversament proporcional a la velocitat de rotació.

### 10.4.2 Causalitat

Per poder determinar i ordenar les equacions diferencials constitutives d'un sistema dinàmic modelitzat amb un BG, cal definir la relació causa-efecte entre les variables que intervenen en cada enllaç. Si dos elements són units i es considera l'esforç com la causa, s'obté com a resposta un flux (com succeeix en una font d'esforç  $Se$ ), mentre que si la causa és el flux, la resposta obtinguda serà un esforç (com succeeix en una font de flux  $Sf$ ). L'element que rep l'esforç es representa amb un petit traç (barra causal) perpendicular al enllaç, mentre que si l'element genera esforç, el traç estarà en l'altre extrem. Cap a on es localitza la barra causal és cap a on es dirigeix l'esforç  $e(t)$ , mentre que cap l'extrem contrari es dirigeix el flux  $f(t)$ . A la Taula 10-21 s'observa que les possibilitats causals en certs elements són restringides per la seva pròpia definició, com per exemple les fons  $Se$  i  $Sf$ . En tot element 0 només hi arriba un esforç causant dels fluxos associats, de manera que només un extrem tindrà la barra causal. En tot element 1 només hi ha un flux causat pels esforços associats, de manera que tots els enllaços menys un la tindran. La flexibilitat dels elements I, C i R permet construir el BG amb aquest criteris.

Causalitat necessària	$Se \text{---}   \quad   \text{---} Sf$
Causalitat restringida	$\text{---}   \text{TF} \text{---}   \quad \acute{o} \quad   \text{---} \text{TF}   \text{---}$ $\text{---}   \text{GY}   \text{---} \quad \acute{o} \quad   \text{---} \text{GY} \text{---}  $
	$\text{---}   \overset{\top}{0} \text{---}   \quad \acute{o} \quad   \text{---} \underset{\perp}{0} \text{---}   \quad \acute{o} \quad   \text{---} \overset{\top}{0}   \text{---}$
	$  \text{---} \underset{\perp}{1}   \text{---} \quad \acute{o} \quad \text{---}   \overset{\top}{1}   \text{---} \quad \acute{o} \quad \text{---}   \underset{\perp}{1} \text{---}  $
Causalitat integral	$\text{---}   \text{I} \quad   \text{---} \text{C}$
Causalitat derivativa	$  \text{---} \text{I} \quad \text{---}   \text{C}$
Causalitat arbitrària	$\text{---}   \text{R} \quad \acute{o} \quad   \text{---} \text{R}$

Taula 10-21: Possibles causalitats dels elements de BG

### 10.4.3 Software 20-SIM

L'eina utilitzada per a editar i resoldre els BG ha estat software 20-SIM<sup>ccxxxii</sup>. Es tracta d'un programa de modelització i simulació per PC-Windows i sistemes UNIX, que permet estudiar el comportament dinàmic de qualsevol sistema, ja sigui elèctric, mecànic, hidràulic, o una combinació d'aquests. Es defineix com un software de simulació mecatrònic.

Els models s'introdueixen de manera gràfica mitjançant l'editor gràfic. Aquest permet crear submodels i combinar-los entre ells per anar formant models de dimensions considerables, tal i com s'ha realitzat unint el model de la placa del Capítol 7 amb el de la bomba del Capítol 8. El propi software ofereix múltiples models estàndard oberts, de manera que es poden adaptar fàcilment. Aquests poden tenir característiques lineals com no lineals, oferint el mateix programa la possibilitat de modelar-los mitjançant un editor d'equacions. Una vegada creat el model amb l'editor, es resolt mitjançant el simulador, el qual permet l'extracció de resultats tant gràfics com numèrics.

Un gran avantatge del 20-SIM és la possibilitat de treballar tant amb diagrames de blocs com amb BG, disposant com ja s'ha comentat de completes llibreries per ambdós entorns gràfics. Els models amb equacions s'introdueixen mitjançant un llenguatge SIDOPS++, molt semblant a MAPLE, MATLAB i altres softwares matemàtics. El model pot també ser generat amb *C-code* per utilitzar-se en sistemes externs, MATLAB Simulink, programes C i C++.

20-SIM es una evolució de TUTSIM, programa habitual en el primers usuaris de BG a principis dels anys 80. De fet, 20-SIM va ser el primer software del mercat en suportar models de BG, en la seva primera versió l'any 1995. Tot això, i la experiència acumulada en el Departament de Mecànica de Fluids en aquest tipus de modelitzacions, fan que sigui idoni per la tasca que s'ha portat a terme.

---

<sup>ccxxxii</sup> <https://www.20sim.com/>



## 11 Bibliografia

1. Torrent, M., Gamez-Montero, P. J., Codina, E. (2021). Parameterization, modeling, and validation in real conditions of an external gear pump. *Sustainability* 13(6). <https://doi.org/10.3390/su1306308>.
2. Torrent, M., Gamez-Montero, P. J., Codina, E. (2021). Model of the Floating Bearing Bushing Movement in an External Gear Pump and the Relation to Its Parameterization. *Energies*, 14(24), 8553. MDPI AG. <http://dx.doi.org/10.3390/en14248553>.
3. ASSOFLUID (2007), *Hydraulics in Industrial and Mobile Application*, Italian Association of Manufacturing and Trading Companies in Fluid Power Equipment and Components.
4. Gutès, M. (2008). *Comportamiento de los cojinetes hidrodinámicos en bombas oleohidráulicas de engranajes externos*. Ph.D.Thesis. UPC. Departament de Mecànica de Fluids.
5. Reynolds, O. (1886). On the Theory of Lubrication and Its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments, Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London Series I*, 177, 157. : s.n.
6. Del Campo, D. (2012). *Analysis of the suction chamber of external gear pumps and their influence on cavitation and volumetric efficiency*. Ph.D.Thesis. UPC. Departament de Mecànica de Fluids.
7. ISO 8426:2008. *Hydraulic fluid power. Positive displacement pumps and motors. Determination of derived capacity*.
8. ISO 4409:2019. *Hydraulic fluid power. Positive-displacement pumps, motors and integral transmissions. Methods of testing and presenting basic steady state performance*.
9. ISO 10767-1:2015. *Hydraulic fluid power. Determination of pressure ripple levels generated in systems and components. Part 1: Method for determining source flow ripple and source impedance of pumps*.
10. ISO 8426:1988. *Hydraulic fluid power. Positive displacement pumps and motors. Determination of derived capacity*.
11. ISO 4409:1986. *Hydraulic fluid power. Positive displacement pumps, motors and integral transmissions. Determination of steady-state performance*.
12. ISO 10767-1:1996. *Hydraulic fluid power. Determination of pressure ripple levels generated in systems and components. Part 1: Precision method for pumps*.
13. Torrent, M., Codina, E., Roquet, P. (1997). *Perdite volumetriche in una pompa a ingranaggi esterni*. *Oleodinamica-Pneumatica*, Vol.38, 144-149, ISSN 1122-5017.

## Bibliografía

14. Torrent, M., Brunet, M. (1997). Automatización de un banco de ensayo para bombas oleohidráulicas. *Automática e instrumentación*, Vol.273, 78-80, ISSN 0213-3113.
15. Torrent, M., Codina, E. (1998). Consideraciones sobre las pérdidas en máquinas hidrostáticas. *Fluidos*, Mayo, 302-307, ISSN 0211-1136.
16. Package, FBN2. Measuring Fluid-Borne Noise. Department of Mechanical Engineering. University of Bath. <https://people.bath.ac.uk/ensdnj/fbn2.htm>.
17. Torrent, M., Codina, E., De Las Heras, S. (1998). Evaluación de las pulsaciones de caudal en bombas de engranajes externos. XIII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, 84-90.
18. 20SIM Version 4.2; Controllab Products B.V.: Enchede, The Netherlands. <http://www.rt.el.utwente.nl/20sim>.
19. Borghi, M., Zardin, B., Specchia, E. (2009). External gear pump volumetric efficiency: Numerical and experimental analysis. SAE Technical Papers, 2009. <https://doi.org/10.4271/2009-01-2844>.
20. Medahl, A. (1939). Theory of gear pumps. *Brow-Boveri Review*, Vol.26 nº11-12.
21. Ammann, R. (2019). Zahnradpumpen mit Evolventenverzahnung. *Mitteilungen des Hydraulischen Instituts der Technischen Hochschule München* Helf 1. <https://doi.org/10.1515/9783486752953-002>.
22. Yudin, E. M. (1967). *Gear pumps-Principal parameters and their calculation*. Boston Spa: National Lending Library for Science and technology.
23. Paul, A.K., Mukherjee, A., Bhattacharyya, A. (1972). Analysis of a gear pump. Annual Paper Meeting, 311-315. Bombay.
24. Chidanand, B. N. (1973). Analysis of a gear pump. *Journal of the Institution of Engineers-India. Mechanical Engineering Division* 53,ME6, July.
25. Foster, K., Taylor, R., Bidhendi, I. M. (1985). Computer predictor of cyclic excitation sources for an external gear pump. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part B. Management and Engineering Manufact.*
26. Mancò, S., Nervegna, N. (1993). Pressure transients in an external gear hydraulic pump. *Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power*. <https://doi.org/10.5739/isfp.1993.221>.
27. Wilson, W.E. (1948). Performance criteria for positive displacement pumps and motors. ASME semi-annual meeting, Vol.48 SA14. June. W.E., Wilson.
28. Henke R.W. (1955). Internal leakage in gear pumps. *Applied Hydraulics*, Vol.8, 63-66.
29. Schloesser W.M.J. (1969). Overall efficiency of positive-displacement pumps. *Öihydraulik und pneumatik* 12,10, 415-420.

30. Schloesser W.M.L. (1969). Mathematical models and effective performance of hydrostatic machines and transmissions. *Hydraulic Pneumatic Power*, 642-651.
31. Schloesser W.M.J. (1970). Scale theory for predicting the behavior of members of a family of hydraulic displacement machines. *Hydraulic Pneumatic Power*, 16(183).
32. Toet G. (1979). The Determination of the Theoretical Stroke Volume of Hydrostatic Displacement Pumps and Motors from Volumetric Measurements. *Hydraulic Pneumatic Power*, 16-24.
33. Toet, G. (1970). Die Bestimmung des theoretischen Hubvolumens von hydrostatischen Verdrangerpumpen und Motoren aus volumetrischen Messungen. *Olhydraulik Pneum.*, 14, 185–190.
34. Toet, G., Johnson, J., Montague, J., Torres, K., Garcia-Bravo, J. (2019). The Determination of the Theoretical Stroke Volume of Hydrostatic Positive Displacement Pumps and Motors from Volumetric Measurements. *Energies*, 12, 415. <https://doi.org/10.3390/en1203> : s.n.
35. Johnson, J.L. (2020). A brief history of math modeling in hydraulics. *FluidPowerWorld*. October. <https://www.fluidpowerworld.com/a-brief-history-of-math-modeling-in-hydraulics/>.
36. McCandlish D., Dorey R.E. (1981). Steady state losses in hydrostatic pumps and motors. 6th International Fluid Power Symposium, Cambridge, UK, paper C3, 131-144.
37. McCandlish, D., Dorey, R. (1984). The Mathematical Modelling of Hydrostatic Pumps and Motors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture* 198, 165-174.
38. Abdallah Y.A.G., Read A.G., Turnbull D.E. (1981). Conditions for minimum tooth tip losses in external gear pumps. 6th International Fluid Power Symposium, 165-177.
39. Dorey, R.E. (1988). Modelling of losses in pumps and motors. 1st Bath International Fluid Power Workshop on design, modelling and control of pumps, 71-97.
40. Sorensen, P. H., Trostmann, E., Conrad, F. (1991). On the loss functions in hydrostatic machines. *American Society of Mechanical Engineers*.
41. Zarotti G.L., Nervegna N. (1981). Pump efficiencies approximation and modelling. 6th International Fluid Power Symposium, Cambridge, UK, Paper C4, 145-164.
42. Manco S., Nervegna, N. (1989). An experimental investigation of the efficiency of an external gear pump by the thermodynamic method. 2nd Bath International Fluid Power Workshop on fluid power components and systems. .
43. Achten, P., Mommers, R., Nishiumi, T., Murrenhoff, H., Sepehri, N., Stelson, K., Palmberg, J., Schmitz, K. ( 2019). Measuring the Losses of Hydrostatic Pumps and Motors: A Critical Review of ISO4409:2007. *Proceedings of the ASME/BATH. Symposium on Fluid Power and Motion Control*. Longboat Key, Florida, USA. V001T01A007. ASME. <https://doi.org/10.1115/FPMC2019-1615> : s.n.

44. Unruch D.R. (1975). Outlet pressure ripple measurement of positive displacement hydraulic pumps. National Conference on Fluid Power,727-736. Chicago.
45. Szerlag S.F. (1975). Rating Pump Fluid-borne Noise. SAE Transactions, Vol. 84, Section 3, 2098-2113.
46. Edge, K. A., Tilley, D. G. (1983). The use of plane wave theory in the modelling of pressure ripples in hydraulic systems. Transactions of the Institute of Measurement and Control, 5(4), 171–178. <https://doi.org/10.1177/014233128300500401>.
47. Bowns, D. E., Edge, K. A., McCandlish, D. (1980). Factors affecting the choice of a standard method for the determination of pump pressure ripple. Seminar on Quieter oil hydraulics, London, 1–6 (Institution of Mechanical Engineers).
48. Edge, K. A., Freitas, F. J. T. (1985). A Study of Pressure Fluctuations in the Suction Lines of Positive Displacement Pumps. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Management and Engineering Manufacture, 199(4), 211–217. [https://doi.org/10.1243/PIME\\_PROC\\_1985\\_199\\_071\\_02](https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1985_199_071_02) : s.n.
49. Edge, K. A., Johnston, D. N. (1990). The ‘Secondary Source’ Method for the Measurement of Pump Pressure Ripple Characteristics Part 1: Description of Method. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy,. 204(1), 33–40. [https://doi.org/10.1243/PIME\\_PROC\\_1990\\_204\\_006\\_02](https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1990_204_006_02) : s.n.
50. Edge, K. A., Johnston, D. N. (1990). The ‘Secondary Source’ Method for the Measurement of Pump Pressure Ripple Characteristics Part 2: Experimental Results. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers,. Part A: Journal of Power and Energy, 204(1), 41–46. [https://doi.org/10.1243/PIME\\_PROC\\_1990\\_204\\_007\\_02](https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1990_204_007_02) : s.n.
51. Johnston, D. N. (1987). Measurement and prediction of the fluid borne noise characteristics of hydraulic components and systems. Ph.D. Thesis.University of Bath (United Kingdom).
52. BS 6335, 1990 (British Standards Institution, London). Methods for determining pressure ripple levels generated in hydraulic fluid power systems and components. Part 1. Secondary source methods for pumps.
53. Weddfelt, K. (1991). Measurement of pump source characteristics by the two-microphone method. Proceedings of The Second International Conference on Fluid Power. Tampere. Finland.
54. Kojima E. (1993). New method for experimental determination of hydraulic pump fluid-borne vibration characteristics. 1st report. Principle of new method. The Japan Fluid Power Systems Society. doi:10.5739/jfps1970.24.269. : s.n.

55. Kojima E., Watanabe T. (1993). New method for experimental determination of hydraulic pump fluid-borne vibration characteristics. 2nd report. Experimental results and considerations. The Japan Fluid Power Systems Society. doi:10.5739/jfps1970.24.275. : s.n.
56. Bramley, C, Johnston, N. (2017). Comparison of Methods for Measuring Pump Flow Ripple and Impedance. Proceedings of the ASME/BATH. Symposium on Fluid Power and Motion Control. Sarasota, Florida, USA. V001T01A008. <https://doi.org/10.1115/FPMC2017-4223> : s.n.
57. Zhao, X., Vacca, A. (2019). Theoretical investigation into the ripple source of external gear pumps. *Energies*, 12(3). <https://doi.org/10.3390/en12030535>.
58. Hooke C.J., Foster K., Madera G. (1975). A Note on the Effect of Shaft and Casing Stiffness on the Port Plate Lubrication Film of a Particular Slipper-Pad Axial Piston Pump. 4th International Fluid Power Symposium, Paper B2, 21-28.
59. Hooke, C. J., Kakoullis, Y. P. (1983). The effects of non-flatness on the performance of slippers in axial piston pumps. *Proc. Instn Mech. Engrs, Part C*, 197C, 239–247.
60. Kakoullis, Yiannis Polly (1979). Slipper lubrication in axial piston pumps. Ph.D. Thesis. University of Birmingham. .
61. Fielding D., Taylor R., Hooke C.J. (1980). An investigation into the effects of side-plate clearance on the delivery flow ripple produced by an external gear pump. 6th International Fluid Power Symposium of Bath, 21-24.
62. Borghi M., Zardin B. (2015). Axial Balance of External Gear Pumps and Motors: Modelling and Discussing the Influence of Elastohydrodynamic Lubrication in the Axial Gap. Proceedings of the ASME International Mechanical Engineering Congress and . Exposition, Vol. 15: Advances in Multidisciplinary Engineering. Houston, Texas, USA. V015T19A038. <https://doi.org/10.1115/IMECE2015-51632> : s.n.
63. Hooke, C. J., Koc, E. (1984). End Plate Balance in Gear Pumps. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Management and Engineering Manufacture*, 198(1), 55–60. [https://doi.org/10.1243/PIME\\_PROC\\_1984\\_198\\_043\\_02](https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1984_198_043_02).
64. Koç E. (1983). End Plate Lubrication in External Gear Pumps. Ph.D.Thesis. Department of Mechanical Engineering, University of Birmingham, UK.
65. Koç, E. (1989). Investigation into the effects of bearing misalignment on the lubrication of gear end faces : experimental approach. *Tribology International*, 22, 395-399.
66. Koç, E. (1994). Bearing misalignment effects on the hydrostatic and hydrodynamic behaviour of gears in fixed clearance end plates. *Wear*, 173(1–2). [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(94\)90273-9](https://doi.org/10.1016/0043-1648(94)90273-9).
67. Ng, K., Koc, E., Hooke, C. J. (1986). The lubrication of end plates in gear pumps - bush designs. (eds.), London, U.K., Butterworths, 1986, Session XII, Paper XII(iii).

68. Dhar, S., Vacca, A., Lettini, A. (2014). An Experimental Investigation of the Lateral Lubricating Gaps in External Gear Machines with Axially Balanced Lateral Bushes. . 9th IFK, Int. Fluid Power Conference, March 24-26, Aachen, Germany. : s.n.
69. Dhar, S., Vacca, A. (2014). A novel FSI–thermal coupled TEHD model and experimental validation through indirect film thickness measurements for the lubricating interface in external gear machines, *Tribology International*, Vol. 82, Part A, pp.162-175.
70. Wang, H., Shi, G. (2021). An adjustable oil film thickness test rig for detecting lubrication characteristics of slipper/swash-pair in piston pumps. *Industrial Lubrication and Tribology*, 73(1). <https://doi.org/10.1108/ILT-05-2020-0166>.
71. Wang, D., Song, Y., Tian, J., Shiju, S., Haidak, G. (2018). Research on the fluid film lubrication between the piston-cylinder interface. *AIP Advances*, 8(10). <https://doi.org/10.1063/1.5064382>.
72. Bergada, J., Dyfyr, LL.D., Xue, Y., Kumar, S. (2009). Experimental investigation in axial piston pumps barrel dynamics. *International Conference on Fluid Control, Measurements and Visualization. 10th International Conference on Fluid Control, Measurements and Visualization (FLUCOME)*. Moscow, <http://hdl.handle.net/2117/6218> : s.n.
73. Castilla, R., Gutes, M., Gamez-Montero, P. J., and Codina, E. (2009). Experimental Study of the Shaft Motion in the Journal Bearing of a Gear Pump. *ASME. J. Eng. Gas Turbines Power*,. 131(5): 052502. <https://doi.org/10.1115/1.3078202> : s.n.
74. Bonacini, C., Carra, R. (1987). A numerical method to evaluate axial force in pressure compensated gears pumps and motors. *Proceedings of the 43rd Annual Meeting National Conference on Fluid Power, NFPA*, 11-13.
75. Houzeaux, G., Codina, R. (2007). A finite element method for the solution of rotary pumps. *Computers and Fluids*, 36(4). <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2006.02.005>.
76. Borghi, M., Milani, M., Paltrinieri, F., Zardin, B. (2005). Studying the axial balance of external gear pumps. *SAE Technical Papers*. <https://doi.org/10.4271/2005-01-3634>.
77. Frosina, E., Senatore, A., Rigosi, M. (2017). Study of a High-Pressure External Gear Pump with a Computational Fluid Dynamic Modeling Approach. *Energies*, 10(8), 1113. MDPI AG. <http://dx.doi.org/10.3390/en10081113>.
78. Martínez, J. (2019). Mesh handling for the CFD simulation of external gear pumps. *Positive Displacement Machines: Modern Design Innovations and Tools*. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-816998-8.00012-1>.

79. Zecchi, M., Vacca, A., Casoli, P. (2010). Numerical analysis of the lubricating gap between bushes and gears in external spur gear machines. FPMC 2010 Bath/ASME Symposium on Fluid Power and Motion Control, September 15-17, Bath, UK.
80. De Las Heras, S., Codina, E. (1997). Modelización de Sistemas Fluidos Mediante Bond Graph. Cardellach Còpies, SA. Terrassa, Spain. ISBN 84-605-7035-5.
81. Gamez-Montero, P. J., Codina, E. (2007). Flow characteristics of a trochoidal-gear pump using bond graphs and experimental measurement. Part I. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Journal of Systems and Control Engineering, 221(3). <https://doi.org/10.1243/09596518JSCE250> : s.n.
82. Gamez-Montero, P. J., Codina, E. (2007). Flow characteristics of a trochoidal-gear pump using bond graphs and experimental measurement.. Part 2. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Journal of Systems and Control Engineering, 221(3). <https://doi.org/10.1243/09596518JSCE251> : s.n.
83. Bryant, M. D., Lee, S. (2004). Resistive field bond graph models for hydrodynamically lubricated bearings. In Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part I: Journal of Systems and Control Engineering (Vol. 218, Issue 8). <https://doi.org/10.1243/0959651053028584> : s.n.
84. Thiagarajan, D., Vacca, A. (2014). A numerical procedure to design the optimal axial balance of pressure compensated gear machines. 8th FPNI Ph.D Symposium on Fluid Power, FPNI 2014. <https://doi.org/10.1115/FPNI2014-7830>.
85. Thiagarajan, D., Bratto, A., Vacca, A. (2017). Influence of surface roughness effects on the lubrication performance of external gear machines. ASME/BATH 2017 Symposium on Fluid Power and Motion Control, FPMC 2017. <https://doi.org/10.1115/FPMC2017-4309> : s.n.
86. Dhar S., Vacca A. (2012). A novel CFD – Axial motion coupled model for the axial balance of lateral bushings in external gear machines. Simulation Modelling Practice and Theory. 26. 60–76. [10.1016/j.simpat.2012.03.008](https://doi.org/10.1016/j.simpat.2012.03.008). .
87. Rundo, M. (2017). Models for flow rate simulation in gear pumps: A review. In Energies (Vol. 10, Issue 9). <https://doi.org/10.3390/en10091261>.
88. Mkadara, G., Maré, J. C., Paulmann, G. (2021). Methodology for model architecting and failure simulation supported by bond-graphs—application to helicopter axial piston pump. Sustainability, 13(4), 1863.
89. Zardin, B., Natali, E., Borghi, M. (2019). Evaluation of the hydro - Mechanical efficiency of external gear pumps. Energies, 12(13). <https://doi.org/10.3390/en12132468>.
90. Ricco, L (2016). A numerical and experimental study on energy saving solutions for mobile hydraulic machinery. PhD Thesis. Università di Parma. <http://hdl.handle.net/1889/3197>.

91. Lee, S. J., Chang, P. H. (2012). Modeling of a hydraulic excavator based on bond graph method and its parameter estimation. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 26(1). <https://doi.org/10.1007/s12206-011-0938-2>.
92. Romero, G., Félez, J., Martínez, M. L., del Vas, J. J. (2008). Simulation of the hydraulic circuit of a wheel loader by using the bond graph technique. . *Proceedings - 22nd European Conference on Modelling and Simulation, ECMS 2008*. <https://doi.org/10.7148/2008-0313> : s.n.
93. Sudarsan Devendran, R., Vacca A. (2014). A novel design concept for variable delivery flow external gear pumps and motors. *International Journal of Fluid Power*, 15:3, 121-137, DOI: 10.1080/14399776.2014.977699.
94. Borutzky, W. (2009). Bond graph modelling and simulation of multidisciplinary systems - An introduction. *Simulation Modelling Practice and Theory*, 17(1). <https://doi.org/10.1016/j.simpat.2007.08.008>.
95. Merritt, E. (1967). *Hydraulic control systems*. John Wiley & Sons, Incorporated. ISBN 047154812X, 9780471548126.
96. Danes, L., Vacca, A. (2020). The influence of line and fluid parameters on pressure ripple in hydraulic transmissions. *SN Applied Sciences*, 2(7). <https://doi.org/10.1007/s42452-020-3032-5>.
97. Thiagarajan, D., Bratto, A., Vacca, A. (2017). Influence of surface roughness effects on the lubrication performance of external gear machines. *ASME/BATH 2017. Symposium on Fluid Power and Motion Control, FPMC 2017*. <https://doi.org/10.1115/FPMC2017-4309> : s.n.
98. Gutes, M., Gámez Montero, P.J., Castilla, R., Codina Macià, E. (2000). Journal bearing performance in gear pumps. *Proceedings of the 1st International FPNI, Ph.D. Symposium on Fluid Power-Hamburg, 20-22*, 259-269.
99. Thiagarajan, D., Vacca, A. (2017). Mixed lubrication effects in the lateral lubricating interfaces of external gear machines: Modelling and experimental validation. *Energies*, 10(1). <https://doi.org/10.3390/en10010111>.
100. Koç, E. (1989). Analytical and experimental investigation into the sealing and lubrication mechanisms of the gear ends in pumps. *Wear*, 135(1). [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(89\)90097-5](https://doi.org/10.1016/0043-1648(89)90097-5).
101. Hamrock, B.J. (1994). *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*. McGraw-Hill, Universitat de Michigan. ISBN 0070259569, 9780070259560.
102. Corvaglia, A., Ferrari, A., Rundo, M., Vento, O. (2021). Three-dimensional model of an external gear pump with an experimental evaluation of the flow ripple. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 235(6). <https://doi.org/10.1177/0954406220937043> : s.n.



103. Mithun, M. G., Koukouvinis, P., Karathanassis, I. K., Gavaises, M. (2019). Numerical simulation of three-phase flow in an external gear pump using immersed boundary approach. *Applied Mathematical Modelling*, 72. <https://doi.org/10.1016/j.apm.2019.03.022>.
104. Thoma, J. (1975), *Introduction to Bond Graphs and their Applications*, Pergamon, ISBN 978-0-08-018881-2, <https://doi.org/10.1016/C2013-0-02685-0>.
105. Rituraj R., Vacca A. (2021). Investigation of flow through curved constrictions for leakage flow modelling in hydraulic gear pumps, . *Mechanical Systems and Signal Processing*, Volume 153, ISSN 0888-3270, <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2020.107503>.
106. Buckingham, E. (1914). On physically similar systems. Illustrations of the use of dimensional equations. *Physical Review* 4, 345-376.
107. Vaschy, A.(1892), Sur les lois de similitude en physique, *Annales Télégraphiques* 19, 25-28 (1892).
108. Barus, C. (1893). Isothermals, isopiestic and isometrics relative to viscosity. *American Journal of Science*, s3-45(266). <https://doi.org/10.2475/ajs.s3-45.266.87>.
109. Koc, E., Hooke, C. J. (1988). End lubrication and sealing in gear pumps with fixed end plates. *Journal of Fluid Control*, 18(3).
110. Koc E., Hooke C.J. (1988). The lubrication and sealing of floating end plates in gear pumps. *Journal of National Conference on Fluid Power*, 1, 97-115.
111. Thiagarajan, D., Vacca, A., Watkins, S. (2019). On the lubrication performance of external gear pumps for aerospace fuel delivery applications. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 129. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2019.04.030>.
112. Gonet, A., Stryczek, S., Fyda, M. (2015). A review of pile machines and their selection criteria. *AGH Drilling, Oil, Gas*, 32(3). <https://doi.org/10.7494/drill.2015.32.3.469>.
113. Algar, A. (2021). *Amortiguadores de finales de carrera en amortiguadores hidráulicos*. Ph.D. Thesis. UPC. Departament d'Enginyeria Mecànica. <http://hdl.handle.net/2117/345321>.
114. Wilson, W. E. (1949). Performance criteria for positive displacement pumps and fluid motors. *Trans. ASME* 71 n°2, 115-120.
115. ISO 4409:2007. Hydraulic fluid power. Positive-displacement pumps, motors and integral transmissions. Methods of testing and presenting basic steady state performance.
116. Gallo, A. (2021). Design of a test bench for the flow ripple determination in positive-displacement hydraulic pumps. Master Thesis. Departament de Mecànica Fluids. UPC. <https://webthesis.biblio.polito.it/20088/>.

117. Dransfield, P; Stecki, J.S., (1991). Bond graph influenced research and learning in fluid power. *Journal of the Franklin Institute*, Vol. 328, Issues 5–6, 535-545. ISSN 0016-0032, [https://doi.org/10.1016/0016-0032\(91\)90042-2](https://doi.org/10.1016/0016-0032(91)90042-2).
118. Thoma J. (1969). Mathematical models and effective performance of hydrostatic machines and transmissions. *Hydraulic Pneumatic Power*, 15(179).
119. Riba, C. (2002). *Mecanismes i màquines*. Vol. 2. Transmissions d'engranatges. Edicions UPC, ISBN 8483013525 9788498802221. <http://hdl.handle.net/2099.3/36526>.
120. Castilla, R., Alemany, I., Algar, A., Gamez-Montero, P. J., Roquet, P., Codina, E. (2017). Pressure-drop coefficients for cushioning system of hydraulic cylinder with grooved piston: A computational fluid dynamic simulation. *Energies*, 10(11). <https://doi.org/10.3390/en10111704> : s.n.
121. Edge, K. A. (1995). *Collected papers, 1977-94*. University of Bath (United Kingdom).
122. Choi S., Illyeong L., Sangwon J.(2017). Measurement of flow ripple in positive displacement pumps (Effect of approximation model of discharge passage in pump). *The 10th JFPS International Symposium on Fluid Power*. Fukuoka.
123. ISO 15086-2:2000: Hydraulic fluid power — Determination of the fluid-borne noise characteristics of components and systems — Part 2: Measurement of the speed of sound in a fluid in a pipe.
124. Johnston, N. (2020). High-precision in situ measurement of speed of sound in hydraulic systems. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 234(3). <https://doi.org/10.1177/0959651819862719>.
125. Foster, K.; Parker, G. A. (1964). Transmission of Power by Sinusoidal Wave Motion through Hydraulic Oil in a Uniform Pipe. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 179(1), 599–614. [https://doi.org/10.1243/PIME\\_PROC\\_1964\\_179\\_040\\_02](https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1964_179_040_02).
126. McAllister, EW. (2013). *Pipeline Rules of Thumb Handbook* (8th ed.). Elsevier Science. Retrieved from <https://www.perlego.com/book/1832899/pipeline-rules-of-thumb-handbook-pdf> (Original work published 2013).
127. Henderson, A. R., Whitson, R. J. (1988). The pulsation properties of positive displacement pumps. Their measurement and application. *IMEchE Seminar on gas and liquid pulsations in piping systems. Prediction and control*. London (Mechanical Engineering Publications, London). : s.n.
128. Bowns, D. E., Tilley, D. G. (1975). The development of a transient flowmeter for use in oil hydraulic systems. *4th Int. Fluid Power Symp.*, Sheffield.

## Bibliografia

129. Catania, A., Ferrari, A. (2009). Development and assessment of a new operating principle for the measurement of unsteady flow rates in high-pressure pipelines. *Flow Measurement and Instrumentation*, 20, 230-240.
130. Darko, M.K.; Milovanovic, Z. (2011) Analysis of Changes of Bulk Modulus of Mineral Oil. Effects on the Dynamic behavior of hydraulic Actuators. Proceedings of the 12th International Conference on Tribology, Kragujevac, Serbia. : s.n.
131. White F.M. (2003). *Fluid Mechanics*, McGraw-Hill, Inc, 5<sup>a</sup> Edició, ISBN: 0-07-240217-2.
132. Limo J.K., Bitok J.K., Manyonge A.W, Wanjala C.C. (2015),. Limo J.K., Bitok J.K., Manyonge A.W, Wanjala C.C. (2015), Hydrodynamic Analysis of a Fixed Incline Slider, *International J. of Pure & Engg. Mathematics (IJPEM)*, . ISSN 2348-3881, Vol. 3 No. III, pp. 23-38.
133. Rivas J.R. (2004). Accionamiento y control del posicionado de aperos agrícolas mediante actuadores oleohidráulicos. Ph.D.Thesis. UPC. Departament de Mecànica de Fluids. ISBN 8468851589.
134. Rituraj, T. Ransegnola, Vacca A.,(2018). An Investigation on the Leakage Flow and Instantaneous Tooth Space Pressure in External Gear Machines. *Global Fluid Power Society PhD Symposium (GFPS)*, pp. 1-8, doi: 10.1109/GFPS.2018.8472358.
135. ASTM D 6793 – 02:2012. Standard Test Method for Determination of Isothermal Secant and Tangent Bulk Modulus.
136. ISO 6073:1997. Petroleum products — Prediction of the bulk modulus of petroleum fluids used in hydraulic power systems.