

5.2 CAPACITAT D'AUTOASPIRACIÓ DEL SISTEMA JET-VENTURI 'SCRUBBER'

Una de les aplicacions que diferencia el sistema emprat en el present estudi dels altres també basats en l'efecte venturi és la capacitat de generar un corrent de gas induït del sistema jet-venturi '*scrubber*'. Aquesta peculiaritat fa que en determinades aplicacions, on els cabals de gas a tractar siguin limitats i les pèrdues de càrrega associades al sistema d'evacuació de gasos no siguin gaire elevades, el sistema jet-venturi representi un estalvi energètic, ja que el sistema de generació del corrent gasós podrà ser eliminat.

En aquest capítol es descriu el mecanisme que permet crear el corrent induït de gas, fent un estudi anàleg a l'emprat en sistemes tipus *jet-pump*'. Aquest darrer ha estat molt més estudiat que el sistema jet-venturi '*scrubber*', amb l'avantatge que ambdós sistemes es basen en el mateix fenomen, tot i que les aplicacions finals siguin considerablement diferents. També s'inclou un estudi experimental on s'avaluen els coeficients de fricció del sistema, descrits a partir del model de flux compressible al llarg del tub venturi. Aquests coeficients permetran determinar en qualsevol condició quins són els cabals i pressions de gas aspirat assolibles per a cada configuració dels equips.

Finalment, la capacitat d'autoaspiració és avaluada mitjançant el càlcul del rendiment energètic de l'equip, tant des d'un punt de vista de funcionament isotèrmic com adiabàtic.

5.2.1 INTRODUCCIÓ

5.2.1.1 L'AUTOASPIRACIÓ EN SISTEMES VENTURI 'SCRUBBER'

La majoria d'estudis teòrics i experimentals relacionats amb el flux de fluids en venturi '*scrubbers*' fan referència als anomenats sistemes d'alta energia (venturis tipus Pease-Anthony i d'aproximació humida). En aquests, el propi sistema és incapaç d'autoabastir-se del corrent gasós, ja que en qualsevol cas és més aviat el gas que arrossega i desintegra el líquid. Per altra banda, els estudis referents a ejectors (amb certes similituds amb els dispositius jet-venturi) es concentren bàsicament en

sistemes d'un component i una sola fase (líquid-líquid), dos components i dues fases (2 líquids immiscibles) o bé un component i dues fases (líquid-vapor). De fet el sistema jet-venturi '*scrubber*', no pertany a cap de les anteriors categories, sinó als sistemes de dos components i dues fases (líquid-gas).

La bibliografia existent referent a '*scrubbers*' de característiques geomètriques i operacionals similars a les del present estudi, es limita a dues publicacions de irregular vàlua. Harris (1965) va estudiar el rendiment energètic d'un sistema jet-venturi comercial, tot i utilitzant expressions simples a partir de considerar que el gas és comprimit adiabàticament en el coll del venturi (l'elevada velocitat del procés de transferència d'energia entre fases fonamenta aquesta suposició). L'autor determinà uns rendiments màxims del 17% pel dispositiu com a sistema de bombeig, per la qual cosa conclou que el dispositiu és altament eficient en el procés d'atomització del líquid, però aquesta eficiència és força inferior en el procés de bombeig del gas.

Posteriorment, Atay *et al.* (1987) varen determinar experimentalment els coeficients de fricció per a les diferents seccions d'un sistema jet-venturi '*scrubber*' tot i utilitzant un atomitzador del tipus '*pressure swirl*' (veure capítol 5.1), essent doncs el document més afí al present estudi. Les expressions per al seu càlcul foren derivades de balanços d'energia mecànica en estat estacionari. Cal dir, però, que es detecta com a mínim un error en les pressions utilitzades pel càlcul dels esmentats coeficients.

El fet de no trobar més informació referent a jet-venturis, va portar a cercar treballs publicats referits a sistemes que presentessin principis d'operació similars. Així, altres estudis relacionats amb el sistema jet-venturi '*scrubber*' són aquells referents a reactors tipus '*jet-loop*' (figura 5.2.1). La literatura en aquest aspecte és abundant i representa una

aplicació sensiblement diferent, ja que l'objectiu principal en aquest cas no és aconseguir un flux induït amb una certa càrrega ('back pressure'), sinó aconseguir una elevada dispersió del gas en el si del líquid (Dirix i van der Wiele, 1990). Com es pot observar en la figura 5.2.1, el gas és injectat a l'interior del tanc directament al si del líquid, produint un flux bifàsic de bombolleig cap a la superfície, on es produeix la separació de fases.

La majoria d'estudis relacionats amb reactors 'jet-loop' fan més èmfasi en l'avaluació de la transferència de matèria en aquests sistemes que en l'estudi de la hidrodinàmica, per la qual cosa s'aprofundirà en el seu estudi posteriorment en el capítol 6. Cal destacar, però, algun treball com el desenvolupat per Dutta i Raghavan (1987), referent a la mesura del cabal d'aire aspirat per un reactor 'jet-loop' que utilitza un tub venturi per crear el buit necessari. El cabal de gas aspirat és relacionat mitjançant anàlisi dimensional a un seguit de variables operatives i geomètriques, obtenint una equació empírica de difícil extrapolació. És interessant observar que l'àrea interfacial obtinguda millora quan s'utilitza un tub venturi cònic enlloc d'un de diàmetre constant. En aquest mateix sentit, Cramers *et al.* (1992a) varen avaluar el diàmetre màxim de les bombolles creades en aquest sistema i l'àrea interfacial específica. Els autors demostraren que en aquests dispositius, l'ejector i el tanc d'emmagatzematge han de ser considerats com a dos reactors en sèrie, i per tant modelitzats per separat. En un altre treball, Cramers *et al.* (1992b) determinaren la influència de la densitat del gas, en el cabal d'aspiració d'aquest. Els autors varen detectar un augment del cabal aspirat quan s'incrementa la densitat del gas. Aquesta influència és explicada a través de l'anàlisi d'estabilitat de Kelvin-Helmholtz descrit per Levich (1962).

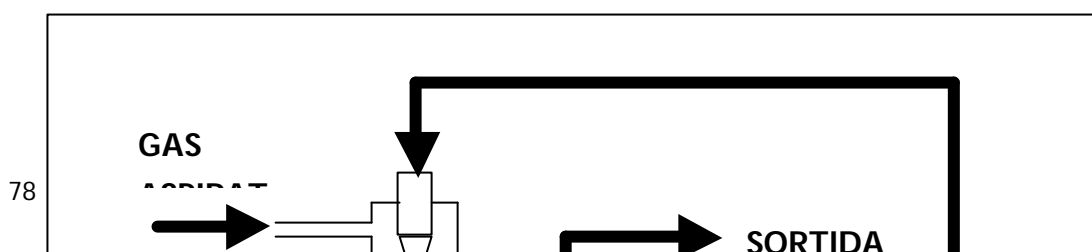


Figura 5.2.1: Esquema d'un reactor tipus '*jet-loop*'.

Pel que fa als treball sobre transferència de matèria en sistemes '*jet-loop*', Velan i Ramanujam (1992) varen comprovar que el coeficient volumètric de transferència de matèria augmenta en augmentar els cabals de líquid i de gas. Les seves aportacions a l'estudi hidrodinàmic són pràcticament nul·les. Cramers *et al.* (1993) continuen considerant que cal modelitzar la transferència de matèria tot i considerant el sistema com a dos reactors en sèrie. A més a més, també experimenten en ejectors amb efecte '*swirl*' com en el present estudi (veure capítol 5.1), observant que aquests presenten millors característiques que els jets tradicionals pel que fa a la transferència de matèria.

Així doncs la informació que es pot trobar a la bibliografia i que fa referència a la capacitat d'autoaspiració del sistema jet-venturi

'*scrubber*', és escassa. Per aquest motiu s'ha intentat donar al sistema un nou enfocament, partint de la base que el principi d'operació del sistema jet-venturi és el mateix que en un sistema '*jet-pump*'.

El sistema '*jet-pump*' consisteix en un dispositiu per al bombeig de fluids mitjançant un jet a alta velocitat del mateix o d'un altre fluid. Quan un jet d'un fluid penetra en un fluid estacionari o que es mou a baixa velocitat, es produeix un efecte d'arrossegament en la superfície externa del jet entre ambdós fluids. Durant el procés es produeix la mescla entre el jet i el fluid a baixa velocitat, i a més es produeix una transferència de quantitat de moviment que accelera el fluid de baixa velocitat en la direcció del flux (Cunningham, 1957). A mesura que la mescla progressa, el corrent mesclat s'expandeix, mentre que el nucli del jet es va debilitant. Aquest sistema és utilitzat àmpliament en el bombeig de fluids degut al seu baix cost d'inversió, simplicitat d'operació i habilitat de mesclar íntimament els dos fluids. Per altra banda, s'acostuma a instal·lar en aplicacions de baixa potència, ja que les seves eficàcies de bombeig no són gaire altes. De fet, les úniques diferències observables entre la '*jet-pump*' i el sistema jet-venturi '*scrubber*' són el sistema d'injecció del líquid (orificis simples o toveres pel primer i dispositius mecànics d'atomització en el segon) i la llargada i diàmetre del coll, més llargs i més estrets per al primer d'ells. Així doncs, la principal diferència afecta al sistema d'atomització, ja que per la '*jet-pump*' el líquid és atomitzat a partir de les forces aerodinàmiques que inestabilitzen el jet, mentre que pel sistema jet-venturi '*scrubber*', és l'atomitzador el que desintegra el líquid mitjançant una acceleració tangencial ('*swirling*').

Els primers estudis d'aquests dispositius es centraren en el cas d'una sola fase i un sol component (p. ex.: aigua-aigua) o una fase i dos components (p. ex.: aigua-fuel). Folsom (1948) va estudiar ambdós casos i plantejà per primera vegada un sistema d'avaluació de

l'eficàcia d'operació en base a la capacitat d'autoaspiració. Aquest mètode consisteix a avaluar dos paràmetres generalment simbolitzats com M i N. El primer terme consisteix en la relació dels cabals volumètrics de fluid aspirat i injectat. Pel que fa al segon, consisteix en la relació entre la càrrega subministrada al fluid aspirat i la pèrdua de càrrega del jet. L'ús d'aquests paràmetres per primer cop és atribuït a Gosline i O'Brien (1934). Folsom (1948) recomana no utilitzar aquestes expressions en casos de dues fases i dos components (aigua-aire), ja que els efectes de compressibilitat del gas no són inclosos en el paràmetre N. Per aquest motiu, aquesta tradicional representació de l'eficàcia pel sistema jet-venturi no serà d'aplicació en el present estudi.

El primer model que inclou els coeficients de fricció del sistema fou presentat per Cunningham (1957), aconseguint-se així una aproximació més realista al problema. Els sistemes estudiats per l'autor comprenen un ampli ventall de viscositats de líquids, però no inclouen la circulació de gasos o vapors. Cal assenyalar que és el primer estudi que descomposa el sistema en tres parts (orifici, coll i difusor), permetent obtenir una precisió que anteriors treballs no havien aconseguit. Tot i això, en cap cas s'avalua les possibilitats del dispositiu com a contactor gas-líquid. Així, el primer treball que destaca la importància del sistema '*jet-pump*' com a sistema de contacte gas-líquid cal atribuir-lo a Witte (1965). L'autor suggereix que l'absència de parts mòbils en el sistema el fan apte pel bombeig de gasos corrosius, enganxosos, tòxics, radioactius i carregats amb pols. A més a més, l'àrea interfacial aconseguida permet la possibilitat de reaccions químiques o processos de transferència físics. Per altra banda, en el mateix treball es presenta una teoria que descriu el fenomen de desintegració del jet en el corrent gasós. Aquest fenomen, anomenat '*mixing shock*', fou descrit anteriorment en el capítol 5.1. Val a dir que aquest fenomen no és observat en el present estudi, bàsicament perquè la seva aparició ve condicionada a la

presència d'una elevada pressió a l'acabament del difusor ('*backpressure*').

La teoria bàsica més evolucionada cal atribuir-la a Cunningham (1974), on presenta un model complert per a les mateixes zones descrites en un treball anterior (Cunningham, 1957), però aplicat a sistemes compressibles. Aquest serà el treball de partida per modelitzar el sistema jet-venturi '*scrubber*'. El treball de Cunningham (1974) presenta un conjunt d'equacions força incòmodes des d'un punt de vista de càlcul. Per aquest motiu, Neve (1988) introduí una possible simplificació d'aquestes, malgrat que algunes de les suposicions en què es basa el seu model no són aplicables al sistema jet-venturi '*scrubber*' (p. ex.: relació de cabals volumètrics propera a la unitat).

Altres autors han experimentat amb algunes variacions de la geometria de les '*jet-pump*'. Així, Shimizu *et al.* (1987) varen utilitzar una configuració anular pel líquid. És a dir, el gas aspirat circula per l'interior del jet líquid. L'anàlisi efectuat mitjançant els paràmetres M i N (també anomenats corbes FR i HR), inclou l'efecte d'afegir una certa acceleració tangencial ('*swirling*') al jet. Els autors conclouen que una forta acceleració comporta una caiguda en la eficàcia de bombeig (a canvi d'una major dispersió).

El tipus de corba per a la caracterització dels sistemes '*jet-pump*' (corbes FR-HR) ha estat criticat per Elger *et al.* (1991), basant-se en el fet que aquestes corbes presenten un grau de llibertat quan es vol caracteritzar l'operació del dispositiu. Els autors proposen dues noves expressions basades en dos termes de pèrdua d'energia per fricció deduïts a partir de l'anàlisi dimensional. El grau de sofisticació numèrica addicional no sembla justificar el seu ús, ja que afegeix major caràcter empíric al model.

Posteriors treballs han fet èmfasi en altres possibles aplicacions del sistema 'jet-pump'. Elger *et al.* (1994) estudiaren el fenomen de recirculació en sistemes tipus anular pel transport de sòlids. La mateixa aplicació és discutida per Wang i Wypych (1995), però utilitzant un dispositiu amb el diàmetre de jet ajustable. També s'ha avaluat la possibilitat de bombejar fluids bifàsics, tot i premesclant un flux líquid amb un de gasós per constituir el fluid secundari (Cunningham, 1995). Altres aplicacions són la recirculació i refrigeració de gasos calents (Priestman i Tippetts, 1995) i la recirculació en cicles de refrigeració (Grazzini i Mariani, 1998).

5.2.1.2 EL SISTEMA JET-VENTURI 'SCRUBBER' COM A 'JET-PUMP'

L'anàlisi del sistema s'efectuarà de forma similar al desenvolupat per Cunningham (1974), però per a un sistema en posició vertical (figura 5.2.2) i tenint en compte els efectes de compressibilitat del gas.

Les suposicions que cal efectuar són:

- ~~☞~~ La fase gasosa es comporta idealment durant el procés de compressió isotèrmica.
- ~~☞~~ Els fluxos en el coll i en el tram divergent del tub venturi es poden considerar homogenis.
- ~~☞~~ La transferència de calor des del gas cap al líquid és insuficient per augmentar-ne la temperatura.
- ~~☞~~ La solubilitat del gas és constant (del tot coherent si es considera que la temperatura roman pràcticament constant).
- ~~☞~~ No es produeix condensació ni evaporació.

Amb aquestes suposicions es pot construir un model per a cada secció del tub venturi on els únics paràmetres desconeguts seran els coeficients de fricció.

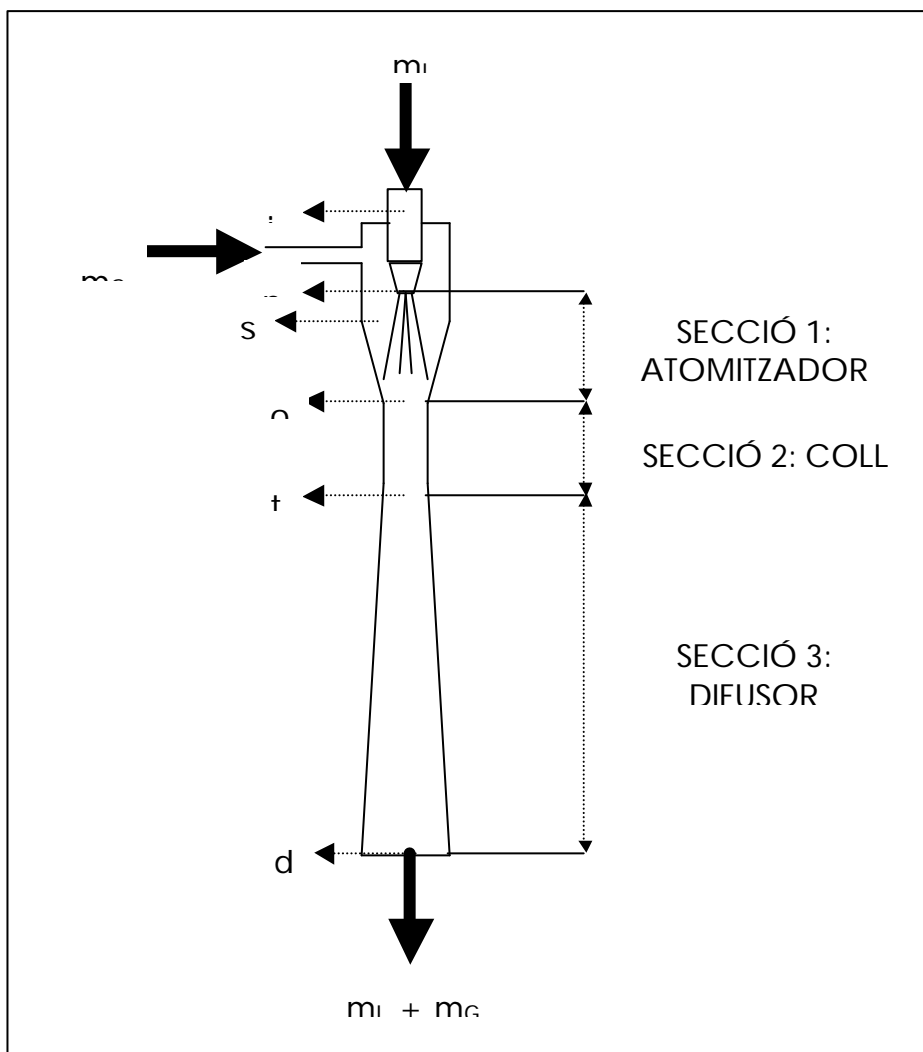


Figura 5.2.2: Esquema de la 'jet-pump'.

Equació per l'atomitzador

Formulant un balanç macroscòpic d'energia mecànica i en estat estacionari entre els punts i i s (veure la figura 5.2.2 per la nomenclatura):

$$p_i - \rho_L \frac{U_{Li}^2}{2} = p_s - \rho_L \frac{U_{L0}^2}{2} - K_n \rho_L \frac{U_{L0}^2}{2} - \rho_L g(z_i - z_s) \quad (5.2.1)$$

El terme K_n correspon a les pèrdues de fricció en l'atomitzador. El terme gravitacional fou negligit per Cunningham (1974, 1995), atès que en el seu estudi, el dispositiu experimental es troba en posició horitzontal. Tenint en compte que $P_i = p_i$ (és a dir, que la pressió total pel líquid és gairebé la mateixa que la seva pressió estàtica), i substituint el terme $\rho_L U_n^2/2$ per Z , s'obté:

$$p_i = p_s + Z(1 - K_n) \rho_L g(z_s - z_i) \quad (5.2.2)$$

Aquesta és l'equació que s'utilitzarà per caracteritzar les pèrdues per fricció que presenta l'atomitzador.

Equació per al gas a l'entrada del coll

Donat que el jet de líquid manté la seva identitat fins, aproximadament, l'entrada del coll, només cal avaluar els termes de fricció corresponents al gas. Emprarem una altra vegada el balanç macroscòpic d'energia mecànica i en estat estacionari, ara però en forma diferencial:

$$\frac{dp}{\rho} + U dU + d\left(\frac{1}{2} K_e \frac{U^2}{2}\right) + g dz = 0 \quad (5.2.3)$$

Definint dues noves magnituds adimensionals $\eta = \rho_G/\rho_L$ i $\lambda = F_G/F_L$, i integrant l'equació 5.2.3 entre els punts \underline{s} i \underline{o} , suposant compressió isotèrmica, s'obté:

$$\frac{p_s - p_s}{\rho_L} \ln \frac{p_o}{p_s} + \frac{1}{2} \eta (U_{Go}^2 - U_{Gs}^2) + \lambda K_e \rho_L g (z_o - z_s) = 0 \quad (5.2.4)$$

En aquest punt, Cunningham (1974, 1995) i Neve (1988) consideren que la velocitat del gas a l'entrada del coll és molt superior a la del punt \underline{s} . Donades les diferents característiques geomètriques del sistema emprat en el present estudi, aquesta suposició no s'hi escau. Així, per tal d'eliminar els termes referents a la velocitat, difícils d'avaluar, es poden utilitzar les equacions de continuïtat:

$$\frac{U_{Go} A_{Go}}{U_{L0} A_n} \approx \frac{F_{Go}}{F_L} \approx U_{Go} \approx \frac{U_{Ln} \cdot c_r}{c_r} \quad (5.2.5)$$

$$\frac{U_{Gs} A_{Gs}}{U_{L0} A_n} \approx \frac{F_{Gs}}{F_L} \approx U_{Gs} \approx \frac{U_{Ln} \cdot d_r}{d_r} \quad (5.2.6)$$

on c_r és la relació entre la secció en el punt \underline{o} i la de l'orifici de l'atomitzador (tot i que en el present treball caldrà efectuar alguna correcció d'aquest paràmetre en forma de coeficient de descàrrega, ja que s'observa clarament el fenomen de 'vena contracta' a la sortida de l'atomitzador); d_r és el quocient entre la secció en el punt \underline{s} i a la sortida de l'atomitzador.

Introduint aquestes modificacions i després de certa manipulació, hom arriba a:

$$p_s - p_o \approx \ln \frac{p_s}{p_o} \approx \frac{1}{2} \left(\frac{U_{Go}^2}{c_r^2} - \frac{U_{Gs}^2}{d_r^2} \right) \approx \frac{1}{2} K_e \rho (U_{Go}^2 - U_{Gs}^2) \quad (5.2.7)$$

Aquesta expressió no és del tot necessària, ja que les diferències entre p_s i p_o no haurien de ser gaire significatives. Tot i així, l'equació es fa necessària per mantenir la continuïtat del model (Cunningham, 1974).

Equació per al coll

Donat que el flux passa a ser bifàsic, resulta més convenient utilitzar l'expressió integrada del balanç macroscòpic de quantitat de moviment en estat estacionari, segons el qual:

$$\rho_o \int_{A_t} v_t \, dA_t - \rho_w \int_{A_w} v_w \, dA_w = \dot{m}_L U_{LGt} - \dot{m}_L U_{L0} - \dot{m}_G U_{G0} - \int_{L_{Gt}} \rho g (z_o - z_t) \quad (5.2.8)$$

Per tal d'evitar el maneig de la velocitat de la mescla bifàsica (U_{LGt}), l'expressió anterior és manipulada mitjançant els termes adimensionals descrits anteriorment, tot i referint-los a les condicions de fases separades i tenint en compte la compressió del gas. Especial atenció mereix l'esforç de fricció amb la paret (τ_w). Tot i que tradicionalment aquest terme ha estat avaluat considerant flux monofàsic, amb el corresponent coeficient de fricció i utilitzant un paràmetre empíric per convertir-lo a flux bifàsic (multiplicador de Lockhart i Martinelli), l'ús de les formes adimensionals permet emprar directament el coeficient de fricció bifàsic.

Així, l'equació 5.2.8 és transformada tot i utilitzant les següents expressions:

$$\frac{\tau_w A_w}{A_t} = \frac{K_t \rho_{LGt} U_{LGt}^2}{2} \quad \text{i} \quad \rho_{LGt} = \frac{\dot{m}_L + \dot{m}_G}{F_L + F_{Gt}} = \rho_L \frac{1 + \beta_o}{1 + \beta_o} \quad (5.2.9)$$

A partir de l'equació de continuïtat:

$$U_{LGt} = \frac{F_L + \beta_o F_t}{A_t} = U_{Ln} b_r \beta_o \quad (5.2.10)$$

on b_r és la relació d'àrees entre l'orifici de l'atomitzador i el coll. Després de certa manipulació, l'equació 5.2.8 esdevé:

$$p_o - p_t = Z b_r^2 K_t \frac{U_{LGt}^2}{2} - \rho \frac{U_{LGt}^2}{2} - \rho g z_o + \rho g z_t = 0 \quad (5.2.11)$$

És evident doncs que per al càlcul de K_t només caldrà conèixer les pressions estàtiques en els punts o , t i s , ja que per a una compressió de tipus isotèrmica es compleix que:

$$p_s \rho_s = p_o \rho_o = p_t \rho_t = p_d \rho_d \quad (5.2.12)$$

Equació per al difusor

Considerant que una mescla homogènia és la que penetra al difusor amb una pressió p_t i a una velocitat U_{LGt} , i desaccelera fins a U_{LGd} tot i comprimint-se fins a p_d , pot formular-se un balanç macroscòpic d'energia mecànica en estat estacionari com els anteriors:

$$\frac{dp}{\rho_{LG}} + U dU + d \left(K_d \frac{U_{LG}^2}{2} \right) + g dz = 0 \quad (5.2.13)$$

A partir del mateix tractament del terme de fricció que l'aplicat en el coll i tenint en compte la relació de continuïtat:

$$U_{LGd} = U_{L0} a_r b_r \quad (5.2.14)$$

on a_r correspon a la relació entre la secció del tub al coll (entrada del difusor) i a la sortida del difusor. Després de la corresponent manipulació i reordenació:

$$p_d - p_t = p_o \ln \frac{p_d}{p_t} \quad (5.2.15)$$

$$\frac{1}{2} \rho_b v_a^2 \left(\frac{1}{d} - \frac{1}{d_t} \right) + K_d \frac{1}{2} \rho_L v_d^2 z_d - z_t$$

Així doncs, a partir de les dimensions del sistema jet-venturi 'scrubber', temperatura, distribució de pressions i els cabals volumètrics del gas i del líquid, es poden avaluar els coeficients de fricció K_n , K_e , K_t i K_d . Aquests paràmetres ens permetran caracteritzar d'una forma sistemàtica i eficient les característiques operatives del sistema estudiat com a 'jet-pump'.

Avaluació del rendiment energètic

A l'hora de determinar l'eficàcia energètica del sistema com a impulsor de gas, cal determinar quin percentatge de l'energia subministrada pel líquid és absorbida en forma d'energia cinètica i pressió pel gas. L'únic treball existent a la bibliografia dedicat a l'eficàcia d'autoaspiració en sistemes jet-venturi 'scrubber', correspon a Harris (1965). L'autor avaluà l'eficàcia de bombeig mitjançant la relació entre el treball de compressió adiabàtic i l'energia hidràulica proporcionada per la bomba. Suposant un comportament ideal per al gas i sabent que els increments en la pressió estàtica són petits:

$$\frac{p_d - p_s}{P_L} \frac{F_G}{F_L} \quad (5.2.16)$$

on P_L és la pèrdua d'energia total que experimenta el líquid atomitzat.

Per contra, tots els treballs referents a 'jet-pump', avaluen aquest rendiment suposant que la compressió del gas és de naturalesa isotèrmica (Folsom, 1948; Witte, 1965; Cunningham, 1974). L'expressió no és gaire diferent de l'equació 5.2.16:

$$\eta = \frac{p_s \ln \frac{p_d}{p_s}}{P_i - p_d} \quad (5.2.17)$$

Folsom (1948) utilitzà la càrrega d'impulsió en el denominador enlloc de la pressió, però resulta evident que pràcticament la totalitat de l'energia que porta associada el líquid es troba en forma de pressió.

5.2.2 MATERIALS I MÈTODES

5.2.2.1 DETERMINACIÓ DEL PERFIL DE PRESSIONS

Per a l'avaluació dels coeficients de fricció, així com de l'eficàcia de bombeig, es fa necessari determinar la pressió estàtica a diferents punts del tub venturi. Tot i que Cunningham (1974, 1995) utilitza valors empírics pels coeficients de fricció per tal de determinar les pressions assolibles a diferents cabals de líquid, en aquest estudi es procedeix de forma contrària. Això és perquè es pretén caracteritzar l'equip des d'un punt de vista d'eficiència energètica, essent necessari conèixer les pèrdues per fregament durant la circulació dels fluids.

La mesura de les pressions no requereix cap tècnica especialment complexa. L'únic canvi efectuat en la instal·lació fou el desmuntatge del ventilador i de la canonada d'aspiració per tal de reduir al màxim les pèrdues per fricció per al gas. La figura 5.2.3 correspon al detall del muntatge experimental. Els punts de mesura de pressió són els característics en l'estudi de les 'jet-pump' (Cunningham, 1974; Shimizu *et*

al., 1987; Neve, 1988). Atay *et al.*, (1987) utilitza els mateixos punts excepte el de mesura de la pressió del jet de líquid, situant-lo molt a prop del punt ξ . Això provoca certa desconfiança en la seva avaluació del terme de fricció per a l'atomitzador.

Tot i que els punts de mesura de la pressió estàtica foren dissenyats per impedir el pas del líquid cap al manòmetre, es va instal·lar un dispositiu separador per precaució. Les pressions mesurades són molt baixes, per la qual cosa es va emprar un manòmetre digital de precisió calibrat per la mesura de pressions positives o de buit fins a 20 mBar.

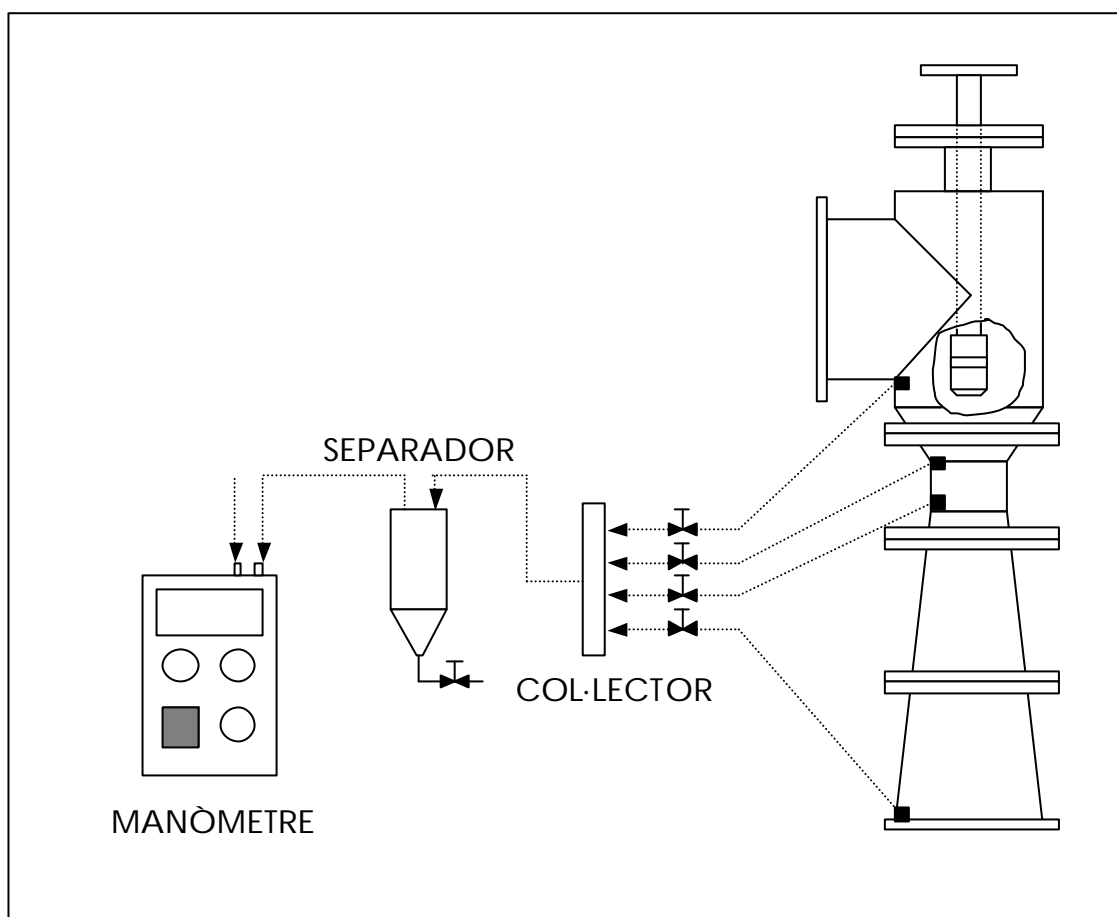


Figura 5.2.3: Muntatge experimental per a la determinació del perfil de pressions.

La pressió estàtica del jet de líquid fou mesurada mitjançant un manòmetre tipus tub Bourdon situat prop de la sortida de la bomba. Les possibles pèrdues de càrrega associades a les canonades des del

manòmetre fins a l'atomitzador han estat avaluades teòricament, i corresponen aproximadament a un 1% del total, per la qual cosa seran menyspreades.

La temperatura del gas també fou mesurada.

5.2.2.2 DETERMINACIÓ DE LA CAPACITAT D'AUTOASPIRACIÓ I DE BUIT

Per a la determinació del cabal de gas aspirat es va utilitzar una tècnica simple consistent en la mesura de la velocitat màxima de circulació del gas per un tram de canonada recta. A partir d'aquesta velocitat màxima (avaluada al centre de la canonada) es va avaluar la velocitat mitjana, sabent que per canonades cilíndriques i en règim turbulent es compleix la relació (Perry, 1998):

$$\frac{U_{Gm}}{U_{Gmax}} \approx 0.85 \quad (5.2.18)$$

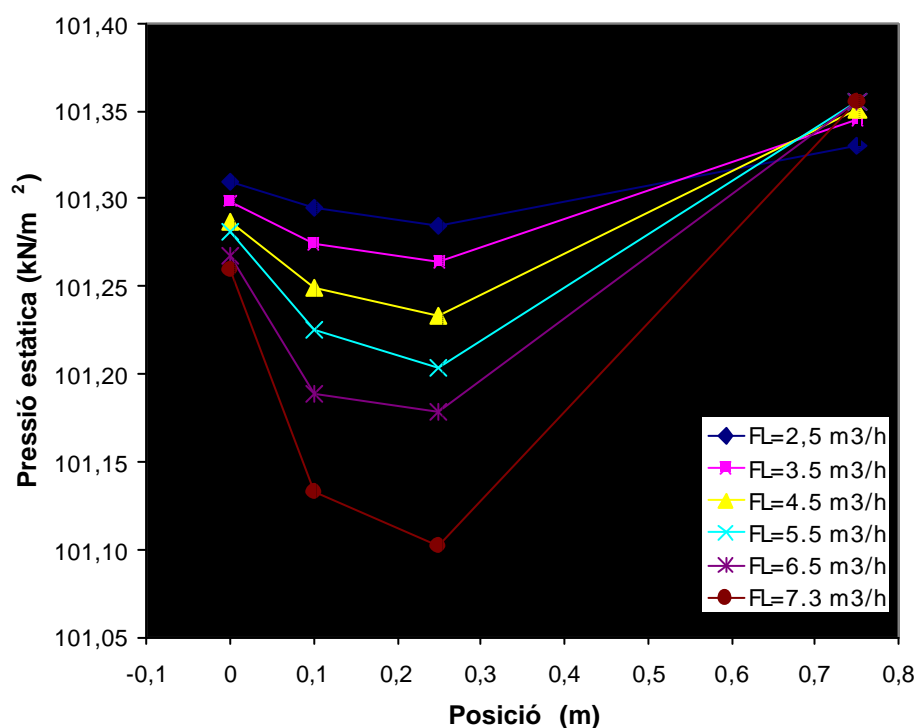
La mesura de velocitat es va efectuar mitjançant un anemòmetre de turbina, mesurant a la vegada la temperatura del gas. Aquest anemòmetre va ser situat a una distància suficient (7diàmetres) de qualsevol pertorbació del flux.

Simultàniament també es va mesurar la capacitat de buit que té el sistema. Aquesta característica no és avaluada en la bibliografia, però des d'un punt de vista pràctic té força importància, ja que és un indicador de les pèrdues de càrrega que podrà superar el sistema. Per tal de caracteritzar aquesta propietat, la instal·lació anterior va ser modificada tot i afegint una brida cega a l'entrada de gas i mesurant la

pressió estàtica en el punt s_2 , amb el mateix dispositiu descrit en l'apartat 5.2.2.1.

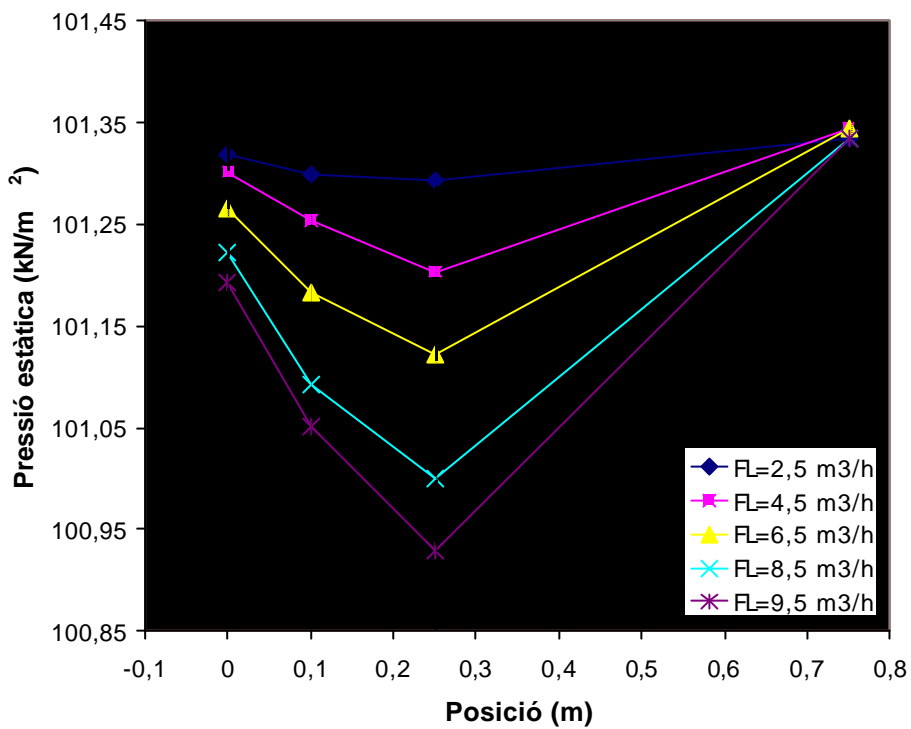
5.2.3 RESULTATS I DISCUSSIÓ

El treball d'Atay *et al.* (1987) és l'únic que presenta el perfil de pressions obtingut al variar el cabal de líquid bombejat en un ejector venturi 'scrubber'. El perfil que descriuen és similar a l'obtingut en el present estudi, essent el punt de mínima pressió el corresponent a la sortida del coll (gràfics 5.2.1- 5.2.5). La diferència més apreciable és el fet que Atay i cols. mesuren les màximes pèrdues de pressió en el tram del coll, mentre que en el present estudi, aquestes són observades en la zona convergent del tub venturi. Els rangs de pressions assolits són similars per totes les configuracions (la diferència màxima entre el punt de pressió més alt i més baix és de 0,6 kPa, i correspon a l'atomitzador de 20° amb el coll de 100 mm de diàmetre). És evident que aquests rangs de pressió són marcadament inferiors a aquells obtinguts en sistemes venturi 'scrubber' tipus Pease-Anthony o d'aproximació humida, on podem trobar diferències màximes al voltant dels 10-12 kPa per sistemes de

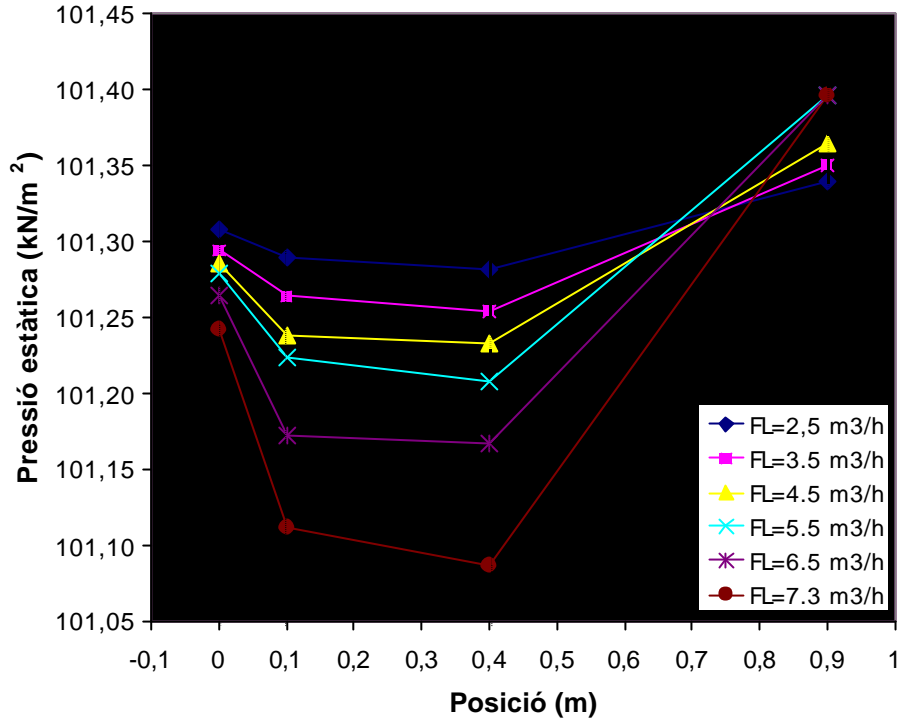


dimensions similars a les d'aquest treball (Haller *et al.*, 1989; Azzopardi *et al.*, 1991; Allen, 1996; Allen i Van Santen, 1996).

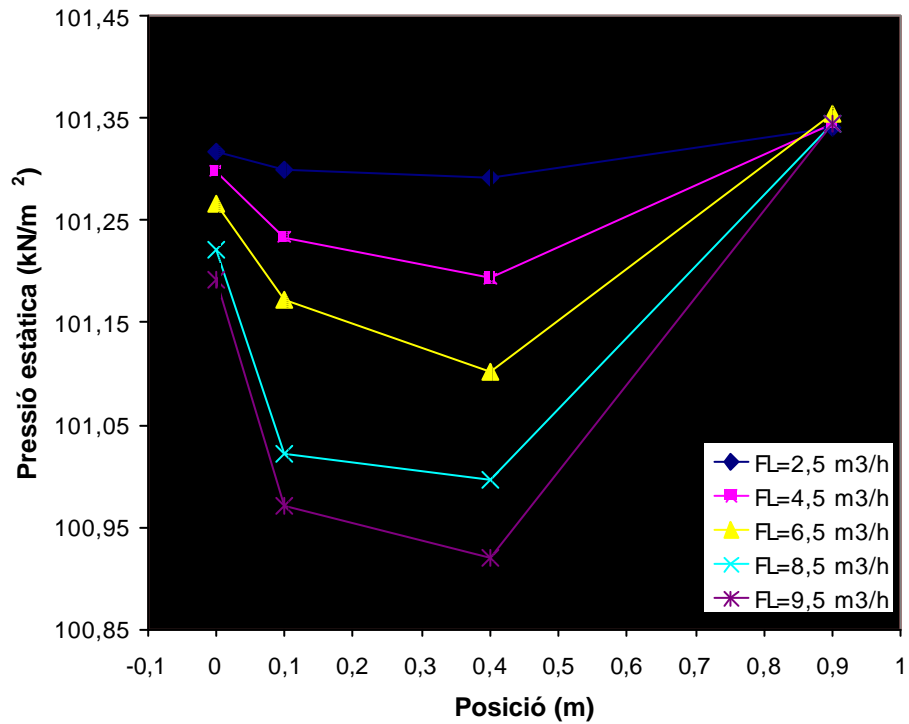
Gràfic 5.2.1: Perfil de pressions per a l'atomitzador A i coll de 150 mm.



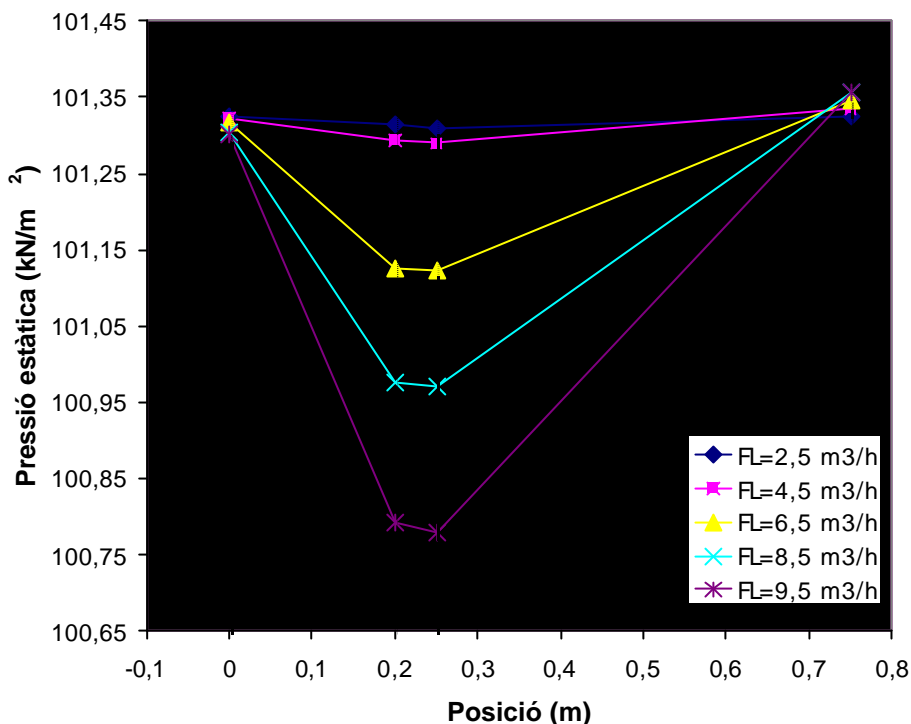
Gràfic 5.2.2: Perfil de pressions per a l'atomitzador B i coll de 150 mm.



Gràfic 5.2.3: Perfil de pressions per a l'atomitzador A i coll de 2x150 mm.



Gràfic 5.2.4: Perfil de pressions per a l'atomitzador B i coll de 2x150 mm.



Gràfic 5.2.5: Perfil de pressions per a l'atomitzador B i coll de 100 mm.

En tots els casos s'observa un comportament molt eficaç del difusor, ja que la recuperació de pressió es fa palesa en totes les geometries adoptades, essent sempre la pressió de sortida del tub venturi superior a la de l'entrada. Aquest fenomen indica que el dispositiu és capaç de subministrar certa quantitat de càrrega d'impulsió, tot i que no és gaire elevada. Per tal de quantificar aquesta càrrega, es varen fer una sèrie d'experiments destinats a determinar la capacitat de buit que pot assolir el sistema jet-venturi. Aquesta característica serà comentada posteriorment.

La geometria de l'equip (angle de l'atomitzador, llargada i diàmetre del coll), no sembla tenir gaire influència en termes absoluts pel que fa als perfils de pressió obtinguts. Sembla clar, però, que l'atomitzador de 20° proporciona uns nivells de pèrdua de pressió sensiblement superiors als de l'atomitzador de 90°, mentre que l'efecte d'allargar el coll en

ambdós casos sembla no tenir pràcticament cap tipus d'efecte. La disminució del diàmetre provoca, evidentment, una pèrdua de pressió més elevada, essent doncs el coll de diàmetre de 100 mm, la configuració que presenta les pèrdues més accentuades.

Val a dir que aquesta pèrdua de pressió no és significativa pel que fa a l'eficàcia de bombeig de gas, ja que aquesta és avaluada a partir de la diferència de pressions entre els punts s i d (equacions 5.2.16 i 5.2.17), per la qual cosa el fenomen observat es traduirà en un major coeficient de fricció per l'entrada del tub venturi (K_e). En aquest sentit, l'únic treball on poder contrastar els resultats obtinguts en el present treball (si s'escau la comparació de dades empíriques corresponents a dispositius experimentals diferents), correspon a Atay *et al.* (1987). Els autors presenten un model basat en balanços macroscòpics d'energia mecànica i caracteritzen el flux de fluids mitjançant coeficients de fricció similars als del present model, calculats a partir dels perfils de pressió al llarg del tub venturi. Val a dir, però, que pel que fa al coeficient K_n es detecta un error en el punt de mesura de la pressió P_i , ja que aquesta correspon a la pressió del jet de líquid abans de ser atomitzat, mentre que els autors la mesuren a la sortida de l'atomitzador.

En conseqüència, els valors de K_n obtinguts són inferiors (el seu valor mig) als corresponents a l'entrada i al coll del tub venturi. Aquest fet és del tot improbable si es té en compte que l'atomitzador és del tipus '*pressure swirl*' i que, per tant, presenta elevades pèrdues de pressió (veure capítol 5.1), molt superiors en qualsevol cas a les que presenta la mescla gas-líquida que flueix al llarg del tub venturi. Destaquen notablement els elevats valors pel valor de K_e (4.24 de valor mig) que varen obtenir.

A la taula 5.2.1 es poden observar els valors obtinguts experimentalment per a K_n , K_e , K_t i K_d en el present estudi. Es pot comprovar fàcilment que

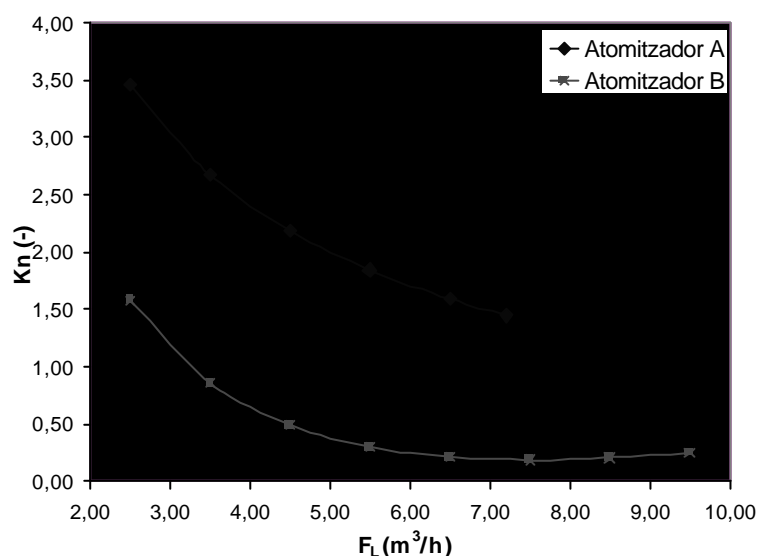
el coeficient de fricció per a l'atomitzador, K_n , és independent de la geometria del tub venturi. Per contra, l'angle de l'atomitzador (recordar que l'atomitzador A ve caracteritzat per un angle d'atomització de 90° i de 20° pel B) apareix com a paràmetre més influent, tal i com és d'esperar segons el mecanisme d'atomització descrit en el capítol 5.1.

Taula 5.2.1: Valors experimentals mitjans pels coeficients de fricció.

Geometria coll	K_n	K_e	K_t	K_d
Atom. A – Coll 150 mm	2.200	1.235	1.093	0.428
Atom. B – Coll 150 mm	0.514	0.678	0.582	0.462
Atom. A – Coll 2x150 mm	2.200	0.971	0.806	0.328
Atom. B – Coll 2x150 mm	0.514	1.423	0.890	0.403
Atom. B – Coll 100 mm	0.514	1.437	0.537	0.877

En general, la majoria d'autors coincideixen en què aquests coeficients han de ser avaluats experimentalment o per analogia amb altres instal·lacions similars (Folsom, 1948; Cunningham, 1957, 1974; Bhat, *et al.*, 1972; Neve, 1988; Elger *et al.*, 1991). En qualsevol cas aquests valors són considerats com a constants per a un ampli rang de condicions operatives (en règim turbulent). Aquest aspecte no és constatat pel que fa a K_n en el present treball, observant-se una dependència de forma potencial amb el cabal de líquid impulsat. Aquest fenomen cal atribuir-lo al fet que l'atomitzador emprat en aquest estudi no es comporta de la mateixa manera que una tovera, dispositiu emprat en la totalitat dels treballs esmentats exceptuant Atay *et al.* (1987). La geometria d'una tovera pot ser comparada amb un lleuger estrenyiment de la canonada seguit d'una expansió brusca, mentre que l'atomitzador presenta característiques més properes a una operació unitària que no pas a un accessori d'una canonada. Aquest fet diferencial també es recolza en els valors obtinguts en el present treball (entre 0.5 i 2.2) en comparació

amb els valors característics de K_n per toveres (entre 0.03-0.05) (Shimizu *et al.*, 1987; Cunningham, 1995). Tot i això, Elger *et al.* (1991) determinaren una relació pràcticament lineal entre el coeficient de fricció pel jet líquid i el quocient de cabals volumètrics gas-líquid. Val a dir, però, que aquest coeficient de fricció és avaluat a partir de la diferència de càrrega entre el jet i la sortida del difusor. En la gràfica 5.2.6, on es representa l'evolució de K_n amb el cabal de líquid injectat pels dos atomitzadors, es pot observar com per l'atomitzador B, el coeficient passa a ser pràcticament constant a partir d'aproximadament 7 m³/h, malgrat que aquest comportament no és tant evident per l'atomitzador A. La limitada potència de la bomba impulsora del líquid instal·lada no va permetre avaluar cabals superiors. Així doncs, intentar donar un valor mitjà per aquest coeficient, pot ser força arriscat per a cabals inferiors a 7 m³/h.



Gràfic 5.2.6: Influència del cabal injectat en el coeficient K_n .

La discussió dels valors obtinguts es fa força complicada si es té en compte que en general, a la bibliografia, els dispositius experimentals són de escala més reduïda que en el present estudi, donat que les aplicacions són dispars. Per altra banda, hi ha el costum força estès d'englobar diferents coeficients de fricció en un de general. Així,

Cunningham (1957) només utilitza dos coeficients, un per a la tovera de líquid i l'altre per al tram del tub venturi comprès entre l'entrada del coll i la sortida del difusor.

En alguns casos, el coeficient de fricció per la tovera no és avaluat, ja que de fet el seu valor correspon en gran mesura a les pèrdues de pressió del líquid impulsat, no a la mescla gas-líquid que recorre el tub venturi. En aquest sentit, Bhat *et al.* (1972) utilitzen un únic coeficient de fricció que engloba les pèrdues de pressió degut al fregament del fluid amb les parets, i a més, inclou les pèrdues d'energia degudes a l'expansió del fluid i a la separació gas-líquid. Els perfils de pressió obtinguts en el present treball auguren un treball d'expansió pràcticament menyspreable, mentre que la separació de fases no es té en compte en el model, ja que aquesta es produeix en el tanc separador, no inclòs en el model.

De forma similar, Neve (1988), tot i que parteix d'un model pràcticament idèntic al d'aquest estudi, només avalua els coeficients de fricció pel coll i pel difusor. El fet d'obviar el terme K_e , pot tenir sentit en sistemes '*jet-pump*', on l'angle de convergència és més suau que en sistemes venturi '*scrubber*' i el coll és considerablement més llarg. La contribució d'aquest paràmetre a les pèrdues totals és prou important en el sistema jet-venturi '*scrubber*' tal i com es constata en els valors experimentals (taula 5.2.1).

Tot i que s'ha comentat que la via experimental és la més habitual en l'obtenció dels coeficients de fricció, alguns autors treballen amb valors deduïts teòricament (Shimizu *et al.*, 1987), o assimilats d'altres treballs. Aquest és el cas de Cunningham (1995), el qual utilitza els valors deduïts per Sanger (1970), mentre que Priestman i Tippetts (1995) n'utilitzen d'altres de similars tot i que no en citen la font.

Dels valors experimentals obtinguts cal destacar que la combinació de l'atomitzador B amb el coll de 150 mm, sembla ser la que minimitza les pèrdues per fregament. Pot sorprendre el baix valor per K_f pel coll de diàmetre inferior (100 mm), això és perquè per motius de construcció la llargada d'aquest coll és inferior (50 mm) que la de la resta de configuracions, essent l'angle de convergència major. El coeficient de fricció pel difusor sembla ser el més homogeni per a totes les configuracions, exceptuant un valor superior pel coll de 100 mm. Probablement, això es traduirà en un menor rendiment de bombeig per aquesta geometria.

De tots els coeficients avaluats, n'hi ha dos l'avaluació dels quals pot ser clarament objectable. En concret una de les suposicions bàsiques pel càlcul de K_f i K_d és considerar flux homogeni bifàsic al llarg del coll i difusor. Aquesta formalitat és assolible quan la pressió a la sortida del difusor ('backpressure') és elevada, aconseguint-se règims de circulació escumós ('froth flow'), com observa Witte (1965), o bé de bombolleig ('bubbly flow') tal i com assenyalen Cunningham (1974), Cramers *et al.* (1992a), Dutta i Raghavan (1987) i Cramers *et al.* (1993). En configuracions on el sistema es troba en disposició horitzontal, també es pot aconseguir flux estratificat (Bhat *et al.*, 1972). Aquesta condició no és assolida en el present estudi, on les pressions de descàrrega al tanc de separació gas-líquida són molt properes a l'atmosfèrica. En aquestes condicions, i donada l'elevada relació F_G/F_L , l'estructura de flux anular és la que governa la circulació dels fluids (Barnea *et al.*, 1982). Aquesta configuració només fou observada per Wright *et al.* (1997), tot i que no esmenta cap altre detall. Òbviament, la configuració anular no pot considerar-se en cap cas com homogènia, ja que consisteix en què el líquid flueix majoritàriament com una pel·lícula per les parets, mentre que el gas viatja pel centre tot i transportant una fracció del líquid en forma de gotes. La principal conseqüència d'aquest fet és que els coeficients de fricció avaluats s'han de considerar com una primera

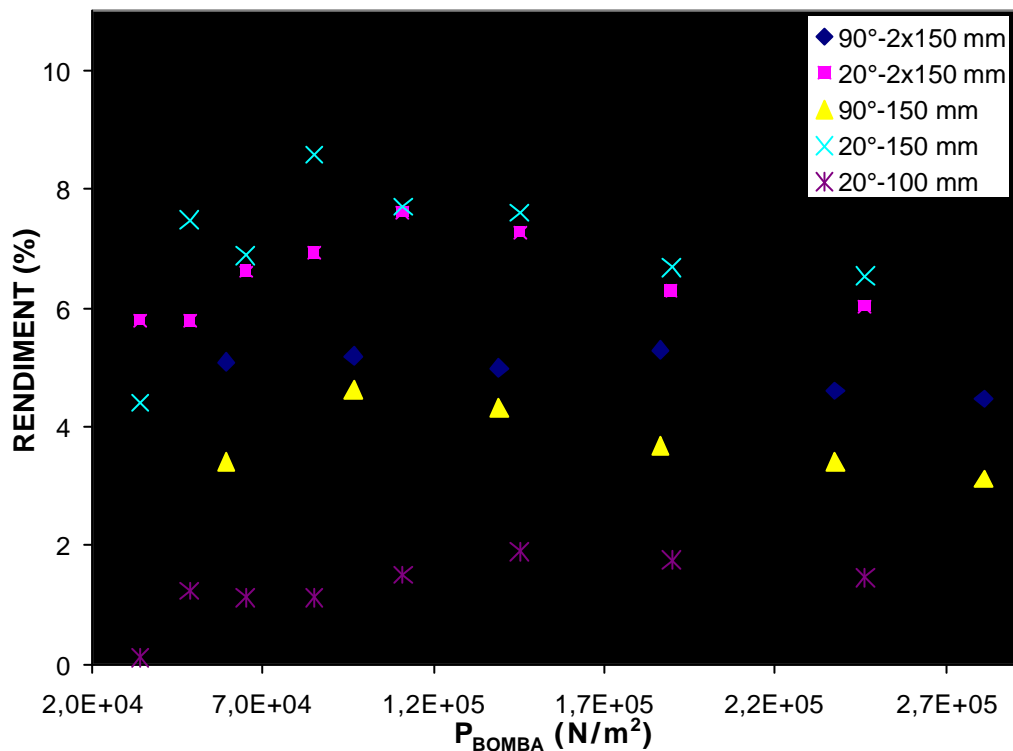
aproximació per l'avaluació de les pèrdues de càrrega en el tub venturi. Un estudi més acurat és presentat a un capítol posterior.

Pel que fa a la quantitat de gas aspirada pel sistema, aquesta acostuma a reflectir-se mitjançant corbes de rendiment, obtingudes a partir de considerar el treball de compressió adiabàtic (Harris, 1965), o bé isotèrmic (Folsom, 1948; Cunningham, 1957, 1974, 1995; Witte, 1965; Shimizu *et al.* 1987; Neve, 1988). Aquestes corbes donen una idea de l'eficiència energètica de l'equip, és a dir, de la quantitat d'energia que és transmesa des del fluid impulsor (líquid) cap al fluid aspirat (gas). En la seva avaluació, s'utilitzen tant el cabal de gas aspirat com la compressió experimentada.

Els rendiments obtinguts en el present estudi poden observar-se en el gràfic 5.2.7 (isotèrmic). S'ha comprovat que l'altra aproximació (adiabàtica), ens porta pràcticament a idèntic resultat, amb diferències com a màxim del 0.9%. Els resultats experimentals constaten el fet que el sistema presenta una eficàcia baixa pel que fa a la capacitat d'autoaspiració. Analitzant el gràfic 5.2.7 conjuntament amb la taula 5.2.1, es pot establir certa concordança amb els termes de fricció. Així, la combinació atomitzador B - coll de 150 mm és la que presenta un millor rendiment, situant el seu màxim al voltant del 8%, mentre que emprant el mateix atomitzador però el coll de 100 mm, presenta uns rendiments realment baixos (és la combinació que presenta majors coeficients K_e i K_d). En general s'observa una millora del rendiment en augmentar la longitud del coll i mantenint el mateix difusor, tal i com argumenta Cunningham (1974). Cal però arribar a una llargada òptima, ja que un augment en la llargada del coll indiscriminada portarà associada un augment en la pèrdua d'energia per fricció.

La diferència de rendiment entre atomitzadors cal atribuir-la al fet que, per l'atomitzador A, el trencament del jet de líquid es produeix en la

zona divergent del tub venturi, mentre que per l'atomitzador B, aquest fenomen es presenta en el coll, a conseqüència de la geometria de l'equip. Així doncs, i tal com corroboren la majoria d'autors (Folsom, 1948; Witte, 1965; Neve, 1988; Cunningham, 1995), la segona condició és més favorable en el procés d'aspiració. En aquest sentit, Folsom (1948) distingeix tres regions d'operació diferents, en funció d'on es produeix el trencament del jet. En el cas que aquest es produeixi a l'entrada del coll, s'observa que el volum d'aire aspirat és independent de la relació de pressions p_s/p_d . Aquest fenomen es constata en el present estudi, on la relació de pressions esmentada roman pràcticament constant, mentre que el cabal varia de forma gairebé lineal. És a dir, una bomba determinada transportarà, d'acord amb una quantitat de líquid determinada i independentment del buit creat, una mateixa quantitat



gas.

Gràfic 5.2.7: Rendiment d'aspiració del gas (isotèrmic).

En termes absoluts, els valors obtinguts poden semblar baixos si es té en compte que Harris (1965), presenta rendiments al voltant del 16% per un sistema jet-venturi 'scrubber' de característiques similars a les d'aquest estudi. Cal dir però, que l'autor no especifica on es mesuren les pressions amb les quals determina el rendiment, de forma que si aquest és avaluat mitjançant p_o o bé p_t , els rendiments obtinguts són sensiblement superiors (fins a un 19% en el present treball). Tot i això, els rendiments avaluats són baixos comparats amb els assolibles en sistemes tipus 'jet-pump' clàssics. Exceptuant a Folsom (1948) que avalua rendiments de fins al 16% quan es bombegen gasos, altres autors aconseguen dissenys que asseguren rendiments de fins al 40% (Cunningham, 1974, 1995; Shimizu *et al.*, 1987; Neve, 1988). Aquests rendiments s'acosten força als assolibles en dispositius per al bombeig de líquids, tradicionalment més eficients ja que la transferència de quantitat de moviment millora quan els fluids posats en contacte són de viscositat elevada (Cunningham, 1957; Priestman i Tippetts, 1995).

Així doncs, és d'esperar una millora en aquests rendiments tot i augmentant la longitud del coll (malgrat que per a l'atomitzador B aquest efecte és contrari). Com a criteris de disseny òptims, Neve (1988) suggereix que una relació entre el diàmetre i la llargada del coll entre 10 i 14 produeix els millors resultats. Cal assenyalar que en el present estudi, aquest paràmetre en cap cas supera el valor de 2.

Un altre criteri d'òptim emprat habitualment és la relació d'àrees entre la tovera i el coll (paràmetre b de l'anàlisi efectuat en el capítol 5.2.1.2). En general, un augment d'aquest quocient genera un rendiment superior (Witte, 1965; Bhat *et al.* 1972), tot i que en altres estudis determinen òptims per aquest valor que acostumen a estar al voltant de 0.4, valor que permet unes bones característiques pel que fa al cabal volumètric del gas aspirat i a la vegada permet obtenir pressions prou elevades (Neve, 1988). A mesura que aquest paràmetre b es fa més

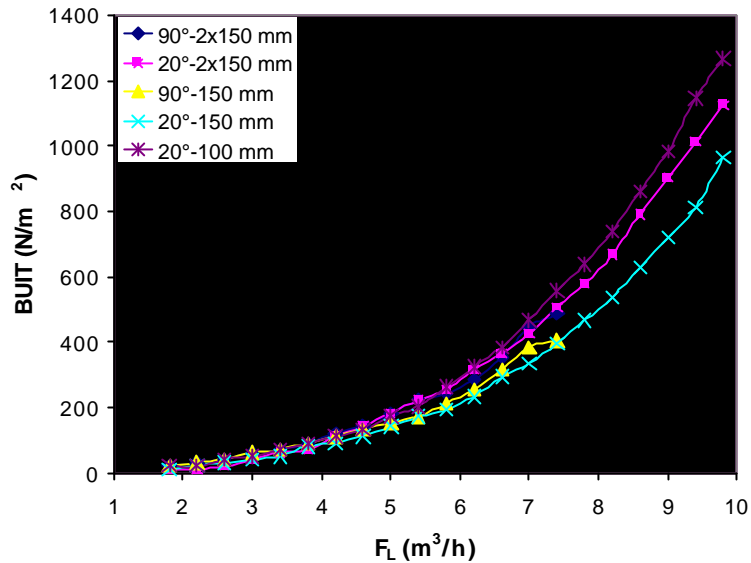
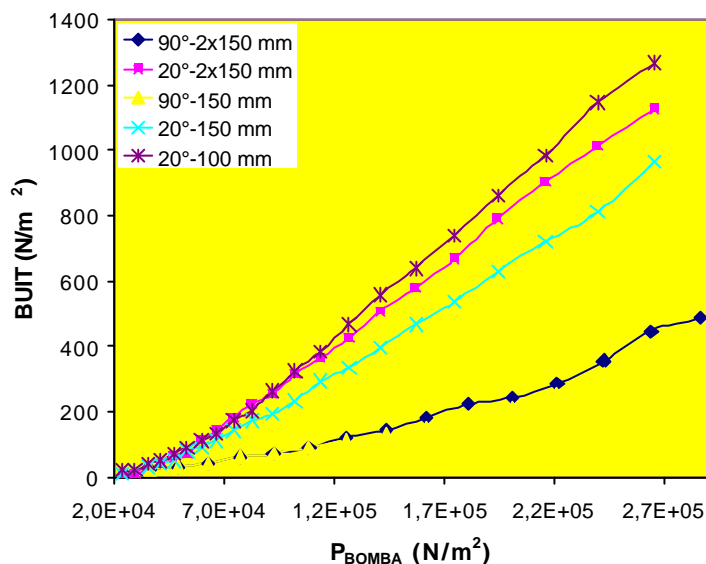
petit, una major quantitat de gas és aspirada però amb una menor càrrega. Aquest fet es corrobora en el present estudi (on $b=0.071$), ja que la relació de cabals volumètrics gas-líquid (?) es troba al voltant de 100, obtenint a canvi una pressió a la sortida del difusor ('backpressure') molt baixa. Pel contrari, els rangs de ? en la literatura no sobrepassen en cap cas el valor de 2, exceptuant el treball de Wright *et al.* (1997) on s'assoleixen valors de ??25. Aquesta excepció ve donada per l'aplicació que s'hi fa de la 'jet-pump' (ozonització d'un corrent líquid). Aquesta operació requereix un cabal important de gas, però no requereix elevada pressió. En tot cas els autors no presenten les dades geomètriques de l'equip.

L'efecte d'utilitzar una tovera o atomitzador amb efecte de 'swirling' és esmentat puntualment en algun treball, malgrat que les conclusions són del tot contradictòries. En el present estudi, és clar que un augment de l'acceleració tangencial ('swirling') en l'atomitzador, és a dir, un augment en l'angle d'atomització, es tradueix en una caiguda del rendiment quan es comparen geometries idèntiques (p. ex.: coll de 150 mm de diàmetre). En aquest sentit, Shimizu *et al.* (1987) determinaren la influència de provocar una dèbil acceleració tangencial en el jet líquid, observant un efecte pràcticament nul en el rendiment. En qualsevol cas, a mesura que aquesta acceleració era augmentada, el rendiment disminuïa a causa de la inestabilitat creada. En canvi, Cramers *et al.* (1993) varen observar un augment de la capacitat d'aspiració de gas, quan s'aplica 'swirling' a un ejector de tub recte. Probablement aquesta discrepància ve donada pel fet que aquest darrer autor, opera a unes pressions de descàrrega inferiors a les de Shimizu *et al.* (1987), de forma que els hipotètics rendiments que se'n derivarien serien menors en afegir acceleració tangencial al jet.

En altres treballs, la capacitat d'aspiració del sistema no ve expressada en forma de rendiment, sinó que es donen directament els cabals

aspirats pel dispositiu. Val a dir que aquesta representació cal que sigui efectuada de forma coherent pel que fa als efectes que s'intenta avaluar. Diversos autors avaluen les possibilitats de diferents atomitzadors (o toveres) pel que fa a la capacitat d'aspiració, tot i avaluant-ne la seva dependència amb el cabal de líquid injectat (Dutta i Raghavan, 1987; Cramers *et al.*, 1993; Maalej *et al.* 1999). Amb aquest plantejament, no es pot saber quina és la configuració energèticament més favorable, ja que diferents atomitzadors porten associada diferent pèrdua de càrrega per a un mateix cabal, és a dir, a diferent consum energètic. Per aquest motiu, cal representar els cabals aspirats amb la potència consumida per la bomba (o bé amb la pressió de descàrrega d'aquesta), ja que és un criteri comparatiu que comparteixen totes les configuracions (Bhat *et al.*, 1972).

Les corbes de buit del sistema poden servir per il·lustrar el problema que representa una elecció errònia de la variable independent. En el gràfic 5.2.8 es representa el buit que són capaces de crear cadascuna de les configuracions provades, mesurat a l'entrada del tub venturi segons el procediment descrit en l'apartat 5.2.2.2. Si s'empra el cabal de líquid injectat a l'atomitzador com a variable independent, totes les corbes presenten aproximadament la mateixa forma, i segons elles no sembla existir gairebé cap diferència pel que fa a la creació de buit quan es varien la llargada, el diàmetre del coll i el tipus d'atomitzador. En canvi, si s'utilitza la pressió (manomètrica) de la bomba, les corbes obtingudes (gràfic 5.2.9) s'agrupen en dues tendències corresponents al tipus d'atomitzador.

Gràfic 5.2.8 Capacitat de buit amb F_L com a variable independent.

Gràfic 5.2.9: Capacitat de buit amb la pressió de descàrrega de la bomba com a variable independent.

Com es pot observar, el coll de 100 mm és el que dóna una major capacitat de buit, és a dir, és la configuració que pot superar unes pèrdues de càrrega superiors. Cal recordar, però, que aquesta és la configuració que presenta un rendiment més baix. En concret, els cabals de gas aspirat a pressió atmosfèrica no sobrepassen en cap cas els 600 m³/h. Tot i que aquesta quantitat de gas és prou important, la

baixa recuperació de pressió experimentada en el difusor provoca que l'eficàcia sigui molt baixa.

Els nivells de buit obtinguts restringeixen l'ús del sistema jet-venturi '*scrubber*' a aplicacions on el gas no hagi de superar trams de canonada gaire llargs ni abundants accessoris (restriccions, vàlvules,...). Tot i això, sembla prou factible el seu ús en la neteja i descàrrega de reactors i qualsevol tipus de recipient que presenti algun agent gasós que calgui extreure.

5.2.4 CONCLUSIONS

De les mesures efectuades pels diferents tipus de pressió, es constata que:

- ?? El dispositiu experimental emprat permet mesurar la pressió estàtica en diferents punts del tub venturi, impedit el pas de líquid cap al dispositiu de mesura tot i utilitzant un cicló separador.
- ?? La mesura de cabal aspirat mitjançant un anemòmetre és vàlida sempre i quan aquesta es faci a una distància suficient de qualsevol pertorbació (accessori) a la canonada.

A partir de la manipulació i anàlisi de la informació experimental s'observa que:

- ?? El coeficient de fricció per a l'atomitzador és funció del cabal de líquid injectat, mentre que roman constant per a la resta de coeficients.
- ?? El flux dels fluids a través del coll i principalment a través del difusor és del tipus anular, i no homogeni tal i com es considera en la literatura.
- ?? Cal un estudi més exhaustiu pel que fa als coeficients de fricció per al coll i principalment pel difusor, ja que aquests són avaluats considerant que la mescla gas-líquida circula com un fluid de propietats homogènies.
- ?? El sistema jet-venturi '*scrubber*' emprat en l'estudi és apte per captar cabals gasosos de fins ? 1100 m³/h. Tot i així, els rendiments energètics són molt baixos, per la qual cosa l'ús d'aquests dispositius com a autoaspirants només pot ser justificada quan sigui necessari obtenir elevades àrees d'interfície gas-líquid.
- ?? L'atomitzador A (angle d'atomització de 20°) presenta millor rendiments per a una mateixa llargada i diàmetre de coll.
- ?? En general, l'efecte d'allargar el coll es tradueix en un increment en el rendiment de bombeig.
- ?? Una disminució en el diàmetre del coll no aporta cap efecte positiu en el rendiment de bombeig, aquest podria ser augmentat si a la vegada s'augmenta el diàmetre del la tovera o atomitzador.

?? Els nivells de buit assolits pel sistema permeten l'ús de l'equip en aplicacions on les pèrdues de càrrega a superar siguin baixes.