

REGIMI DI MOTO NEL FLUSSO BIFASE DI R22 IN CONDOTTI ORIZZONTALI MICROALETATI

M. Garavaglia M. Meana A. Muzzio A. Niro

Dipartimento di Energetica, Politecnico di Milano
piazza Leonardo da Vinci 32, 20133 Milano, Italia

SOMMARIO

In questo lavoro si presentano i risultati sperimentali sui regimi di moto, individuati mediante osservazione visiva, per flusso bifase sia adiabatico sia in ebollizione forzata e in condensazione convettiva di R22 in un tubo microaletato di nuovo profilo e, per confronto, in uno liscio. Entrambi i tubi hanno uguale diametro esterno e sono disposti orizzontalmente. I dati si riferiscono a valori di flussi di massa compresi tra 90 e 400 kg/s·m². I risultati relativi al flusso adiabatico sono per una temperatura nominale di 20 °C e titolo termodinamico all'ingresso compreso tra 0.05 e 0.8; in ebollizione, la temperatura nominale è di 5 °C titolo, il titolo all'ingresso varia tra 0.2 e 0.6, e la variazione di titolo tra ingresso e uscita è compresa tra 0.1 e 0.2; in condensazione, invece, la temperatura nominale è di 35 °C, il titolo all'ingresso tra 0.8 e 0.4, e la variazione di titolo compresa tra 0.1 e 0.2. I risultati ottenuti sono confrontati con alcune mappe di flusso, trovando un buon accordo con i dati per flusso adiabatico. Vengono anche presentati i primi risultati sulla caratterizzazione dei regimi di moto mediante analisi della distribuzione in frequenza e in ampiezza delle fluttuazioni delle cadute di pressione relativamente al solo flusso adiabatico.

1. INTRODUZIONE

Negli ultimi 18 anni vi sono stati molti lavori sulle caratteristiche di scambio termico dei tubi microaletati, come riportato nelle rassegne critiche di Webb in [1], Thome in [2] e Kandlikar e Raykoff in [3]. Tuttavia, nonostante questi studi e i recenti progressi compiuti nello sviluppo di metodi predittivi, come discusso da Webb [4], vi è una forte richiesta di ricerca sperimentale per caratterizzare tubi microaletati di nuova geometria o utilizzati con nuovi fluidi frigorigeni. Per la complessità dei fenomeni ebollitivi e condensativi, infatti, una valutazione veramente affidabile delle loro prestazioni termiche può essere solo sperimentale. D'altra parte, una modellazione accurata delle caratteristiche di scambio termico non può prescindere dalla conoscenza del tipo di flusso che si instaura, dal momento che i regimi di moto sono caratterizzati da diversi meccanismi di scambio termico. Sebbene siano state sviluppate molte mappe per flussi bifase adiabatici, quelle per flussi bollenti e in condensazione convettiva sono relativamente poche e nessuna di queste, almeno per quanto a conoscenza degli autori, è per tubi microaletati esclusa la mappa ricavata da Manwell e Bergles [5].

Per queste ragioni, da alcuni anni gli autori stanno studiando sperimentalmente le caratteri

stiche di scambio termico per flussi di refrigeranti in ebollizione e in condensazione all'interno di tubi microaletti, come descritto in Muzzio [6]. In questo lavoro si presentano i risultati sperimentali sui regimi di moto, ottenuti mediante osservazione visiva, per flusso sia adiabatico che in ebollizione forzata e condensazione convettiva di R22 in un tubo microaletti di nuovo profilo e per confronto in uno liscio. Entrambi i tubi hanno uguale diametro esterno e sono disposti orizzontalmente. I risultati ottenuti per flusso adiabatico sono confrontati con la mappa di flusso di Weisman et al. [7], trovando un buon accordo. Infine, vengono anche presentati i primi risultati di un'analisi, finalizzata alla caratterizzazione dei regimi di moto, delle distribuzioni di frequenza e di ampiezza delle fluttuazioni delle cadute di pressione lungo un tratto della sezione di prova, relativamente al solo flusso adiabatico.

2. APPARATO E PROCEDURE SPERIMENTALI

L'apparato sperimentale è costituito dal circuito del fluido frigorigeno, dal circuito dell'acqua che riscalda o raffredda la sezione di prova, e da un circuito del liquido refrigerante (acqua e glicole etilenico al 30%) a bassa temperatura. Una descrizione dettagliata dell'apparato sperimentale e delle procedure di misura è riportata in [6].

La sezione di prova è un tubo dritto di rame di 9.52 mm di diametro esterno diviso in due sottosezioni uguali di 1.3 m di lunghezza. All'uscita di entrambe le sottosezioni è montata una specola realizzata con un tubo in vetro borosilicato di 8.5 mm di diametro interno e lungo 80 mm. All'ingresso e all'uscita della prima sottosezione e all'uscita della seconda sono ricavate delle prese di pressione. La temperatura del fluido frigorigeno è misurata all'ingresso e all'uscita della sezione di prova mediante due sonde di 0.25 mm di diametro, con microtermocoppie di tipo K, inserite in due tubicini di 2 mm di diametro esterno; questi penetrano radialmente nel condotto e si estendono per circa 8 cm lungo il suo asse in controcorrente al flusso. Su ciascuna sottosezione sono montate quattro termocoppie di tipo T per la misura della temperatura di parete; le termocoppie sono fissate con mastice in cave ricavate nella parete del tubo e disposte a coppie su due generatrici diametralmente opposte; i giunti caldi sono posizionati a 140 mm dalle estremità. Esternamente ad ogni sottosezione è montata una camicia in cui circola l'acqua di riscaldamento o raffreddamento. La distanza tra i condotti di ingresso e di uscita dalla camicia è di 1.12 m, che è stata presa come lunghezza attiva per lo scambio termico della sottosezione. A monte e a valle della sezione di prova si trovano due sezioni di calma lunghe rispettivamente 1.5 m e 1.8 m. Le sezioni di prova e di calma sono isolate termicamente con un anulo di 10 cm di lana di vetro.

Le differenze di tensioni ai capi di termocoppie e trasduttori sono lette ciclicamente da un'unità di acquisizione automatica HP 3497 controllata da un PC. In ogni ciclo di acquisizione, le misure di temperatura del fluido frigorigeno, della caduta di pressione e del flusso in volume di acqua sono basate rispettivamente su 30, 50 e 100 letture, mentre tutte le altre su di un'unica lettura, in modo da rendere pressappoco uguali gli errori quadratici medi relativi. Per ridurre l'influenza degli errori casuali e delle fluttuazioni, invece, ogni dato sperimentale è ricavato come media delle misure prese su 10 cicli di acquisizione; per ogni condizione operativa, infine, vengono presi dieci dati sperimentali e contemporaneamente si prende nota del

regime di moto osservato visivamente registrandolo, a volte, con la videocamera. Per l'analisi in frequenza e in ampiezza della caduta di pressione, per ogni condizione operativa si collega il trasduttore di pressione differenziale (del tipo a reiezione magnetica variabile con frequenza di taglio a 100Hz) a un'unità di acquisizione veloce HP 6944 e si procede a campionare, alla frequenza di 100 Hz, 10 serie temporali di 10 s di durata ciascuna. Verifiche di taratura e analisi degli errori sono descritte in [8]; qui si riporteranno solo i valori degli errori sperimentali relativi sulle principali grandezze: $\pm 2.8\%$ per la portata in massa di fluido frigorifero, $\pm 1.3\%$ per il titolo termodinamico all'ingresso, $\pm 3.1\%$ per la variazione di titolo tra ingresso e uscita, e $\pm 4.4\%$ per le velocità superficiali.

3. RISULTATI SPERIMENTALI

I dati sperimentali che qui si presentano sono stati ottenuti su di un tubo microaletato, con una sezione di nuovo profilo, e su di uno liscio entrambi con diametro esterno di 9.52 mm e disposti orizzontalmente. Il tubo microaletato è il Metofin[®] 952-30VA40/54A sviluppato e prodotto dalla Trefimetaux, e ha 54 alette di forma sottile (angolo di apice di 40°, angolo di elica di 18°) che si alternano con due diverse altezze (0.23 e 0.16 mm). Quest'ultima è la caratteristica che lo distingue da altri tubi di nuovo tipo come l'Hitachi Thermofin-HEX[™]. Il diametro interno massimo è di 8.92 mm e coincide col diametro interno del tubo liscio. I risultati si riferiscono a valori di flussi di massa G compresi tra 90 e 400 kg/s·m². I dati relativi al flusso adiabatico sono per una temperatura nominale di 20 °C e titolo termodinamico all'ingresso x_{in} compreso tra 0.05 e 0.8; in ebollizione, la temperatura nominale è di 5 °C, x_{in} è compreso tra 0.2 e 0.6, e la variazione di titolo tra ingresso e uscita Δx tra 0.1 e 0.2; in condensazione, invece, la temperatura nominale è di 35 °C, x_{in} varia tra 0.8 e 0.4 e Δx tra 0.1 e 0.2.

3.1 Dati sui regimi di moto

La fig. 1 mostra i dati sui regimi di moto, per flusso adiabatico nel condotto liscio, riportati in un piano i cui assi rappresentano la velocità superficiale della fase gassosa U_{gs} e quella della fase liquida U_{ls} . Le velocità superficiali sono definite come le velocità che ciascuna fase avrebbe se fluisse da sola attraverso il condotto, e pertanto sono $U_{sg} = G x / \rho_g$ e $U_{sl} = G (1 - x) / \rho_l$ dove ρ_g e ρ_l sono le densità, rispettivamente, del vapore e del liquido. La scala degli assi è lineare, e non logaritmica come è consuetudine, per via del limitato intervallo di valore dei nostri dati. Alternativamente alle variabili U_{sg} - U_{sl} , si sarebbero potute usare come coordinate il flusso di massa e il titolo termodinamico, come riportato per esempio da Zürcher et al. in [9]; questa scelta però avrebbe reso più complicato il confronto dei nostri dati con altre mappe.

I regimi di moto osservati sono stati classificati come moto ondoso, moto intermittente e moto anulare. In 11 casi, tuttavia, si è osservato un moto stratificato ondoso in cui il liquido tende a disporsi anche sulle pareti ma senza riuscire a bagnare la zona superiore del condotto, se non occasionalmente con un film molto sottile. Questa struttura di flusso, che a volte viene indicata come moto semianulare per via degli aspetti che ricordano il moto anulare, appare, come notato anche da Traviss e Rohsenow in [10], più come una zona di transizione che come una

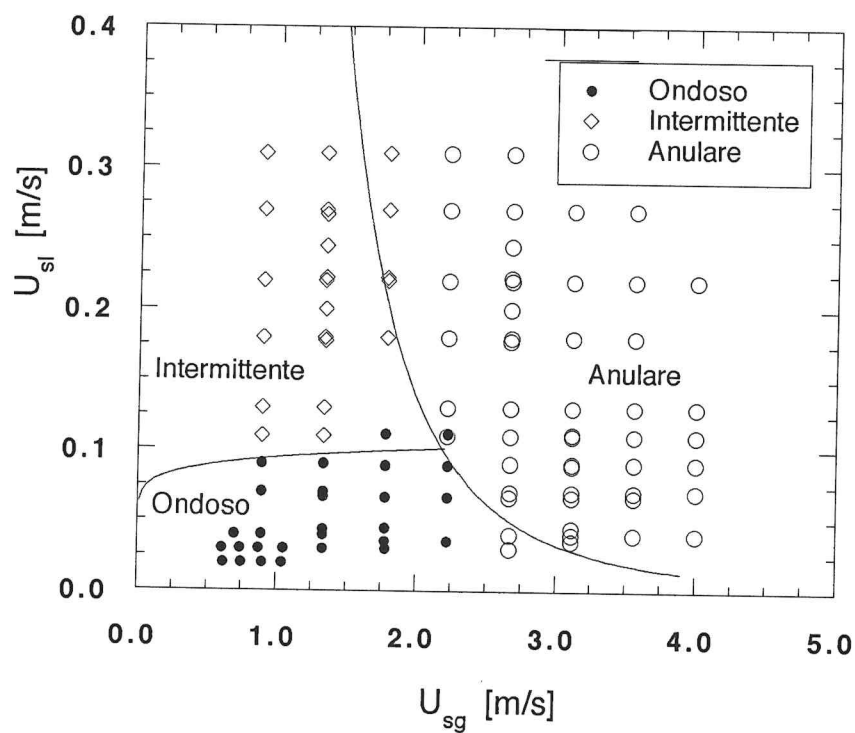


Figura 1. Dati sui regimi di moto per flusso adiabatico ($p=0.91$ MPa) nel tubo liscio, riportati in un piano $U_{sg} - U_{sl}$ insieme alle frontiere desunte dalla mappa di Weisman et al. [7].

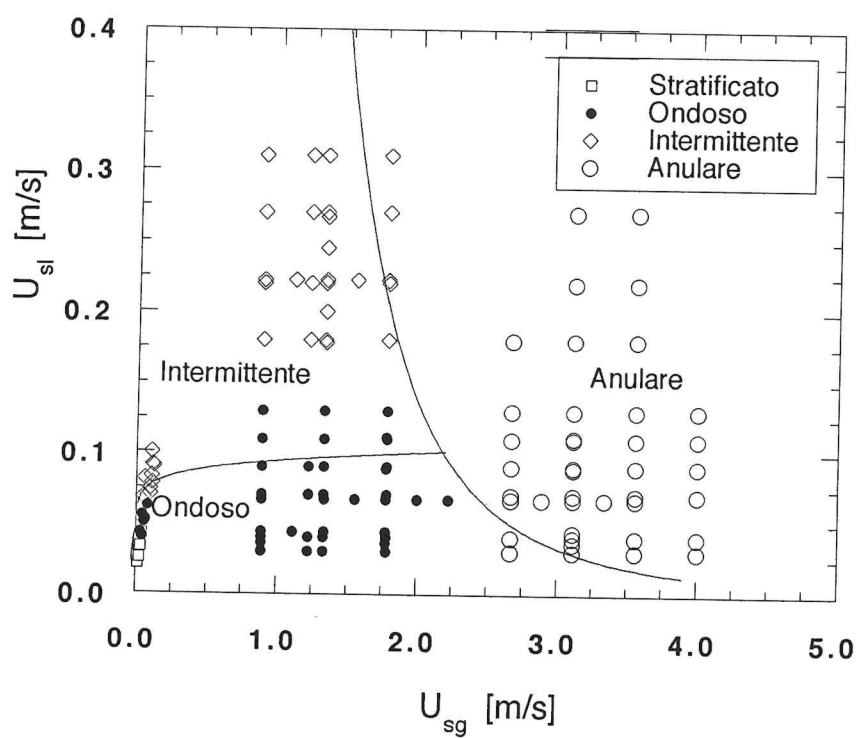


Figura 2. Dati sui regimi di moto per flusso adiabatico ($p=0.91$ MPa) nel tubo microalettato, riportati in un piano $U_{sg} - U_{sl}$ insieme alle frontiere desunte dalla mappa di Weisman per tubo liscio.

tipologia a sé stante. Pertanto si sono classificati questi dati come moto ondoso, ritenendo prevalenti le caratteristiche morfologiche di questa struttura di flusso. In figura si sono riportate anche alcune frontiere desunte dalla mappa di flusso di Weisman et al. [7]. Come si vede, questa mappa identifica correttamente 91 dati dei 99 riportati, e quelli errati cadono molto vicino alle rispettive zone di appartenenza. Si ritiene che il buon accordo sia dovuto, almeno in parte, al fatto che la base di dati, utilizzati per sviluppare la mappa, includeva un fluido frigorigeno (R113). I dati sono stati anche confrontati con le mappe di flusso di Mandhane et al. [11], di Taitel e Dukler [12] e di Hashizume [13], trovando un accordo discreto solo con le ultime due.

In fig. 2 si sono riportati, in un piano $U_{sg} - U_{sl}$, i dati sui regimi di moto per flusso adiabatico nel tubo microalettato insieme alle frontiere di transizione di Weisman. E' importante tenere presente che i regimi di moto, sebbene siano osservati attraverso tubi di vetro che non sono microalettati, sono considerati pienamente rappresentativi del tipo di moto che esiste all'uscita della sottosezione. Questo perché si ritiene che la struttura di flusso subisca solo una modesta alterazione nel passaggio dal condotto al tubo di vetro, e che pertanto non si risviluppi apprezzabilmente lungo la specola, anche per la sua lunghezza limitata. Avendo effettuato prove a velocità superficiali del vapore anche basse, si sono osservati dei casi di moto stratificato; inoltre, anche per il tubo microalettato, una parte dei dati classificati come moto ondoso presenta una struttura di flusso del tipo semianulare precedentemente descritto. Infine, pur con la cautela dovuta al limitato numero di dati per U_{sg} compresi tra 2 e 3 m/s, sembrerebbe che la microalettatura non alteri rispetto al tubo liscio la frontiera di transizione verso il moto anulare, mentre la frontiera tra moto ondoso e anulare appare leggermente spostata verso l'alto, cioè verso valori più alti di U_{sl} . D'altra parte, la frontiera della mappa di Weisman individuano correttamente 105 dati su 119, e gli altri cadono ancora una volta molto vicini alle loro regioni di appartenenze eccetto i 6 punti del moto ondoso.

La fig. 3 mostra i dati sui regimi di moto per ebollizione forzata nel tubo microalettato sempre in un piano $U_{sg} - U_{sl}$. I dati si riferiscono a flussi termici che variano tra 6000 e 18000 W/m². Rispetto al caso di flusso adiabatico, si può osservare che le frontiere tendono ad allargarsi e che le diverse regioni di flusso si spostano verso valori più alti della velocità superficiale del vapore. L'allargamento delle frontiere molto probabilmente è dovuto al fatto che i regimi di moto dipendono anche dal flusso termico e questi dati si riferiscono, come precedentemente osservato, a un intervallo piuttosto ampio di valori di questa grandezza. Riguardo al secondo effetto, è importante innanzitutto osservare che si stanno confrontando dati presi a due diversi valori di pressione, mentre i regimi di moto dipendono dalla pressione. Una diminuzione della pressione, infatti, provoca uno spostamento delle regioni di flusso nella direzione osservata passando dai dati per flusso adiabatico ($p=0.91$ MPa) a quelli per ebollizione forzata ($p=0.58$ MPa). Tuttavia, l'entità dello spostamento delle frontiere per la variazione delle proprietà fisiche del fluido, calcolato con le correlazioni per le frontiere fornite sia di Weisman et al. in [7] che da Taitel e Dukler in [12], è minore di quello osservato. Di conseguenza, si ritiene che questo effetto sia determinato soprattutto dai meccanismi di scambio termico che alterano la disposizione relativa delle due fasi all'interno del condotto rispetto al caso adiabatico. Inoltre, la regione di moto intermittente risulta anche più spostata, verso valori maggiori di U_{sg} , di quella che si ha in ebollizione forzata nel tubo liscio. Per questi dati non si sono riportate frontiere di confronto perché gli autori non conoscono mappe di flusso per ebollizione forzata in tubi

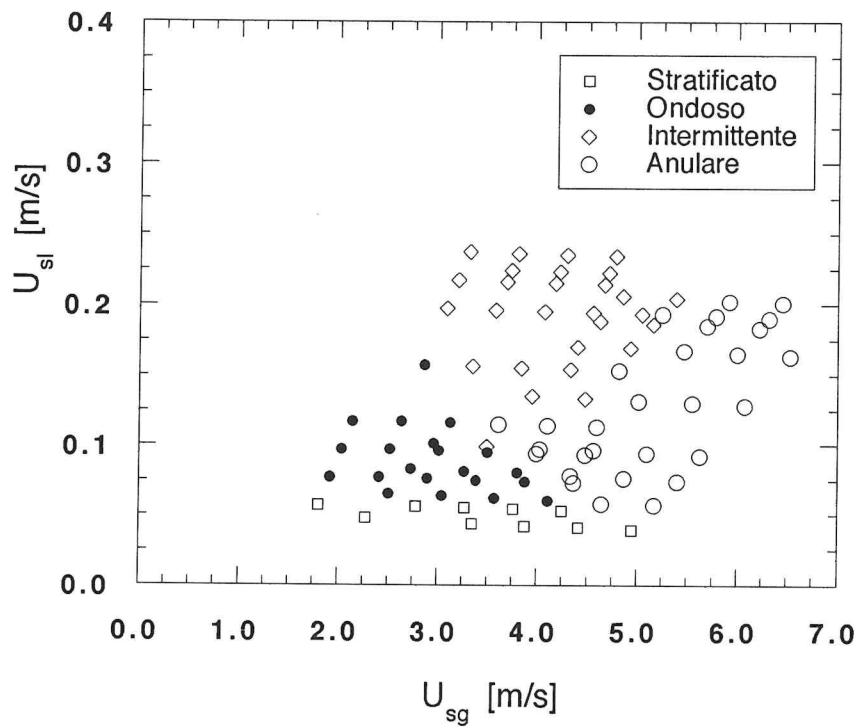


Figura 3. Dati sui regimi di moto in ebollizione forzata ($p=0.58$ MPa) nel tubo microalettato, riportati in un piano $U_{sg} - U_{sl}$.

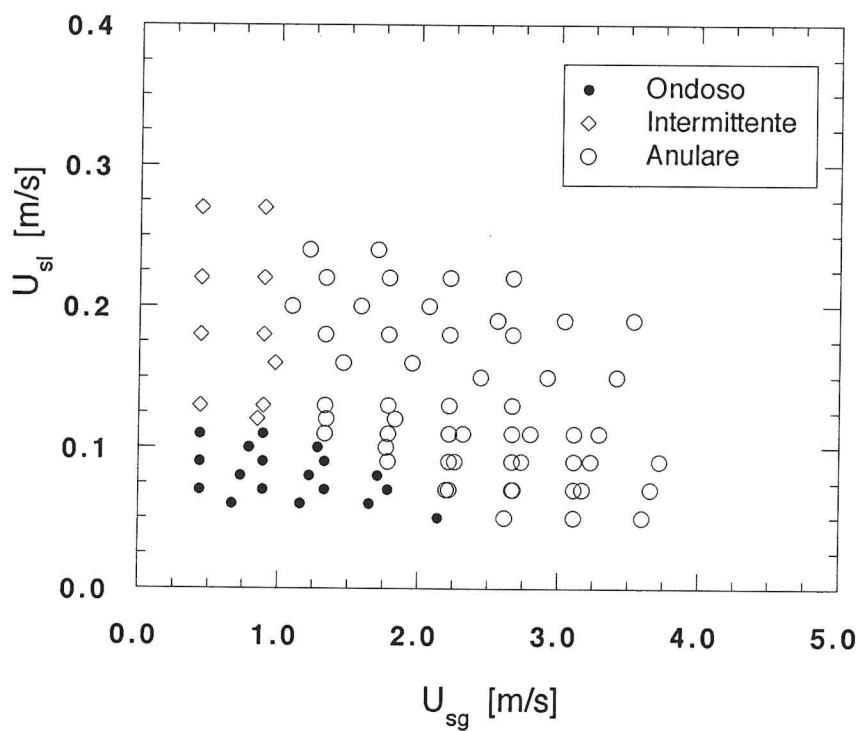


Figura 4. Dati sui regimi di moto in condensazione convettiva ($p=1.35$ MPa) nel tubo microalettato, riportati in un piano $U_{sg} - U_{sl}$.

microaletti, almeno di geometria simile a quella provata qui. Invece, si sono confrontati i dati per ebollizione forzata in tubo liscio, non mostrati qui, con la mappa di Zhan [14] ottenendo, però, un accordo piuttosto povero.

Infine in fig. 4 si sono riportati, ancora in un piano $U_{sg} - U_{sl}$, i dati sui regimi di moto per condensazione convettiva nel tubo microaletti. Contrariamente a quanto accade in ebollizione forzata, la frontiera di transizione tra moto intermittente e moto anulare risulta spostata verso valori più bassi di U_{sg} , rispetto al caso adiabatico; inoltre, la frontiera tra anulare e moto ondoso si muove leggermente verso il basso, cioè verso valori minori di U_{sl} . Si ritiene che entrambi gli effetti siano principalmente dovuti ai meccanismi di scambio termico in condensazione, anche se gli effetti della pressione non possono essere trascurati dal momento che questi dati sono stati presi a un valore ($p=1.35$ Mpa) diverso da quello dei dati adiabatici. Infatti, la formazione di un film liquido alla parete favorisce l'instaurarsi del moto anulare anche a basse velocità del vapore, mentre la transizione da anulare a intermittente è favorita dal fatto che il liquido che si accumula sulla parete superiore tende a fluire verso il basso. Neanche per questi dati si sono riportate frontiere perché gli autori non conoscono mappe di flusso per condensazione convettiva in tubi microaletti. Un confronto, invece, è stato fatto tra i dati in condensazione nel tubo liscio (non riportati qui) e la mappa di Tandon [15] da cui è risultato un discreto accordo.

3.2 Analisi delle fluttuazioni di caduta di pressione

I dati sui regimi di moto precedentemente presentati si basano, come già rilevato, su un riconoscimento visivo diretto anche se, a volte, mediante un'apparecchiatura di ripresa. Come noto, questa tecnica di riconoscimento è caratterizzata da due limitazioni, e cioè è intrinsecamente soggettiva e non permette di estrarre informazioni quantitative sulla struttura di flusso. Nel tentativo di superare questi limiti, da molti anni è stato proposto l'uso di metodi basati sull'analisi in frequenza e in ampiezza delle fluttuazioni di grandezze caratteristiche del flusso bifase come la frazione di vuoto locale o media su una corda [16,17], la pressione [18, 19] e la caduta di pressione [20]. Da un punto di vista sperimentale, tuttavia, la misura di queste ultime due grandezze risulta più semplice, economica e non intrusiva; in più, come osservato da Matsui in [20], la caduta di pressione non risente delle perturbazioni di pressione esterne alla sezione di prova che, a volte, possono essere anche molto intense. Per queste ragioni, si è ritenuto interessante effettuare anche un'analisi delle distribuzioni delle densità spettrali e di ampiezza, cioè in termini di spettro di potenza (SP) e di densità di probabilità (DP), delle fluttuazioni delle cadute di pressione lungo una sottosezione ($L/D=146$).

Qui si presentano i primi risultati di questa analisi relativamente al solo flusso adiabatico. Più in dettaglio, lo spettro di potenza è calcolato sui coefficienti della trasformata discreta di Fourier della serie temporale delle cadute di pressione, dopo averla resa a media nulla per evitare che l'energia associata all'armonica zero, cioè al valore medio del segnale, copra completamente le energie molto più piccole delle armoniche superiori. La densità di probabilità, invece, esprime la frequenza con cui viene rilevato, entro una data serie temporale, un intervallo di valori di caduta di pressione.

Nelle figure 5 e 6 sono riportati gli spettri di potenza (SP), nelle immagini in alto, e le densità di probabilità (DP) in quelle basso, relativamente alle fluttuazioni delle cadute di pressione nel tubo liscio. In particolare, gli SP e le DP mostrati in fig. 5 sono relativi a portate di liquido

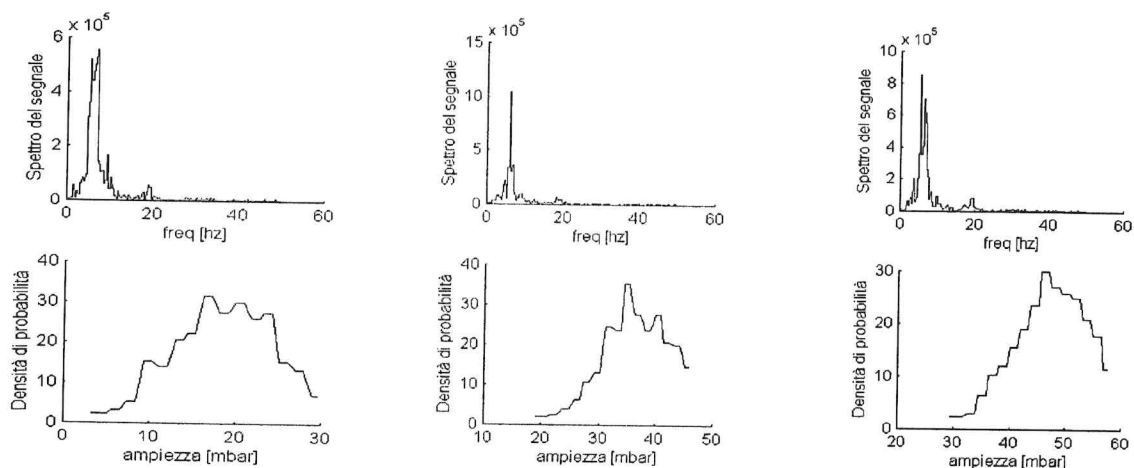


Figura 5. Spettri di potenza e densità di probabilità delle fluttuazioni della caduta di pressione per flusso adiabatico nel tubo liscio. $U_{sl}=0.07$ m/s e $U_{sg}=1.78, 2.67, 3.11$ m/s.

costante ($U_{sl}=0.07$ m/s) e per U_{sg} che varia da 1.78 a 3.11 m/s; a questi valori di velocità superficiali corrisponde una transizione da moto ondoso, con struttura di flusso del tipo semi-anulare precedentemente descritto, a moto anulare. Lo spettro di potenza per $U_{sg}=1.78$ m/s presenta un contenuto armonico significativo nell'intervallo tra 0 e 10 Hz centrato sulle frequenze 5-7 Hz; inoltre, si può vedere una seconda moda attorno a 20 Hz, anche se di energia molto minore. Al crescere di U_{sg} , le frequenze significative non mutano sensibilmente, mentre cresce l'energia associata alla prima moda; la seconda moda, invece, rimane inalterata. La DP per $U_{sg}=1.33$ m/s presenta un massimo con un andamento piuttosto piatto che raccoglie le ampiezze comprese fra 18 e 23 mbar; all'aumentare della portata di vapore, la moda tende a delinearsi in modo più netto e a spostarsi verso valori crescenti di caduta di pressione.

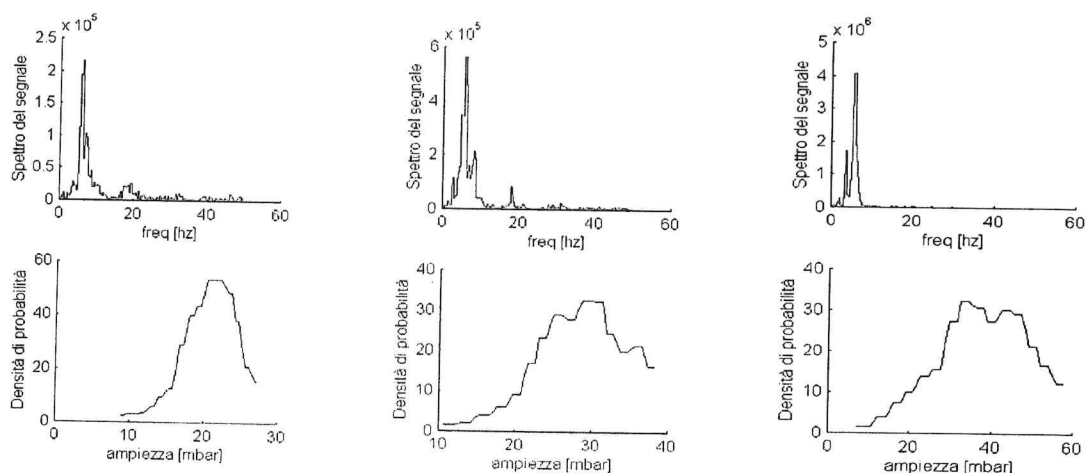


Figura 6. Spettri di potenza e densità di probabilità delle fluttuazioni della caduta di pressione per flusso adiabatico nel tubo liscio. $U_{sl}=0.036, 0.09, 0.18$ m/s e $U_{sg}=1.78$ m/s.

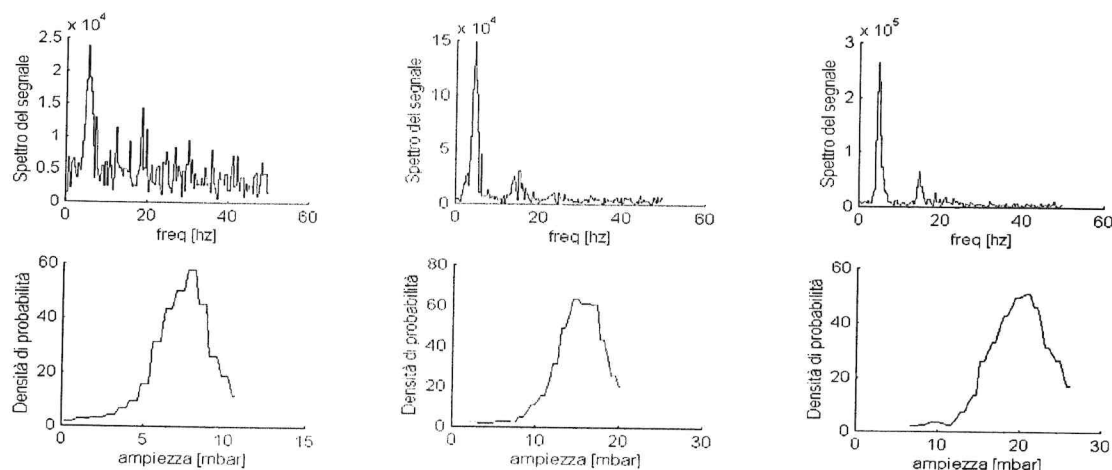


Figura 7. Spettri di potenza e densità di probabilità delle fluttuazioni della caduta di pressione per flusso adiabatico nel tubo microalettato. $U_{sl}=0.07$ m/s e $U_{sg}=1.78, 2.67, 3.56$ m/s.

In fig. 6 sono riportati gli SP e le DP per portata di vapore costante ($U_{sg}=1.78$ m/s) e U_{sl} variabile da 0.036 a 0.18 m/s, a cui corrisponde quindi una transizione da moto ondoso, ancora con struttura di flusso di tipo semianulare, a moto intermittente. Lo SP associato al moto semianulare presenta, come nel caso precedente, un contenuto armonico significativo nell'intervallo di frequenze 0-10 Hz centrato sui valori 5-7 Hz e un secondo contenuto significativo attorno a 20 Hz. All'aumentare della portata di liquido, entrando quindi nella regione del moto intermittente anche se a ridosso di quella del moto anulare, il secondo picco diminuisce di intensità per poi scomparire del tutto per $U_{sl}=0.18$ m/s assieme alle frequenze superiori a 10 Hz. Al crescere della portata di liquido, la DP presenta un picco che tende ad allargarsi, tanto che per $U_{sl}=0.18$ m/s sembrerebbe dividersi in due mode.

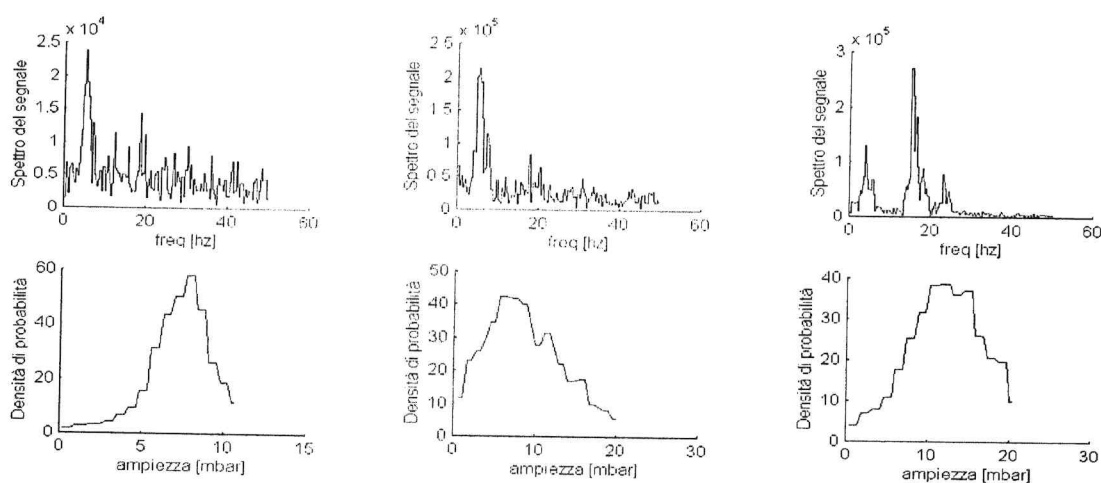


Figura 8. Spettri di potenza e densità di probabilità delle fluttuazioni della caduta di pressione per flusso adiabatico nel tubo microalettato. $U_{sl}=0.07, 0.11, 0.22$ m/s e $U_{sg}=1.78$ m/s.

Nelle figure da 7 a 9 sono riportati invece spettri di potenza e densità di probabilità delle fluttuazioni delle cadute di pressione nel tubo microalettato. La fig. 7 mostra le distribuzioni per velocità superficiale del vapore compresa da 1.78 a 3.56 m/s, a cui corrisponde ancora una transizione da moto ondoso (semianulare) ad anulare dal momento che la microalettatura non sposta apprezzabilmente le frontiere. Lo SP associato a $U_{sl}=0.07$ e $U_{sg}=1.78$ presenta un contenuto armonico significativo su tutto l'intervallo di misura con un picco più accentuato attorno a 5 Hz. All'aumentare della portata di vapore, attraversando quindi la frontiera, il contenuto armonico si suddivide in due picchi di diversa energia: il principale a 5 Hz e il secondario a 15 Hz. In fig. 8, invece, sono mostrate gli SP e le DP per condizioni di prova simili a quelle della fig. 6, cioè portata di vapore costante ($U_{sg}=1.78$ m/s) e U_{sl} variabile da 0.07 a 0.22 m/s, a cui corrisponde quindi una transizione da moto ondoso (semianulare) a intermittente. Al crescere della portata di liquida, cioè entrando nella regione del moto intermittente, il contenuto armonico sulle frequenze superiori diminuisce mentre rimane il picco a 5 Hz; la DP, inoltre, sembrerebbe assumere un andamento bimodale per $U_{sg}=0.22$ m/s. Per questo valore di U_{sg} , tuttavia, nello SP si osserva un fatto nuovo, lo spostamento di energia dal picco a 5 Hz a quello a 20 Hz, che non costituisce però un evento isolato come si vedrà nella figura successiva. In fig. 9 sono riportati gli SP e le DP per portata di vapore costante, ma con $U_{sg}=1.33$ m/s, e valori di U_{sl} compresi in questo caso tra 0.18 e 0.27 m/s; a questi valori corrispondono regimi di moto intermittente. Come si vede, al crescere della portata di liquido gli SP mostrano uno spostamento dell'energia dal picco a 5 Hz al picco a 15 Hz; questo evento suggerisce l'emergere di una transizione interna al moto intermittente che sembrerebbe ricordare la transizione da moto a pseudotappi a moto a tappi descritta da Lin e Hanratty in [21], e cioè da un moto a onde che, pur raggiungendo la parte superiore del condotto, non la occludono completamente e che pertanto presenta frequenze simili a quelle del moto ondoso, a un vero moto a tappi caratterizzato da una frequenza più elevata. Infine, l'andamento della DP sembrerebbe essere sempre bimodale.

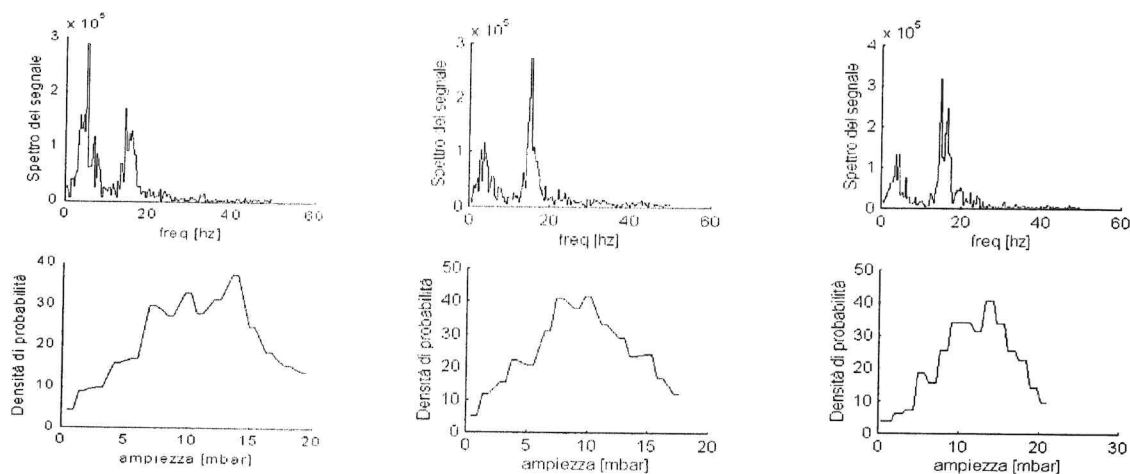


Figura 9. Spettri di potenza e densità di probabilità delle fluttuazioni della caduta di pressione per flusso adiabatico nel tubo microalettato. $U_{sl}=0.18, 0.22, 0.27$ m/s e $U_{sg}=1.33$ m/s.

4. CONCLUSIONI

Nel flusso adiabatico, la microalettatura non sembra alterare la posizione delle frontiere di transizione verso il moto anulare, mentre la frontiera tra moto ondoso e intermittente sembra spostarsi leggermente verso valori più alti di portata di liquido.

L'esame degli SP e delle DP delle fluttuazioni delle cadute di pressione nel tubo liscio rivela che il moto ondoso, con struttura di flusso del tipo semianulare, è caratterizzato da una distribuzione di frequenze con un unico picco, anche se un po' disperso, attorno a 5 Hz e da una distribuzione di ampiezza di tipo unimodale con un massimo però abbastanza piatto. Il moto anulare è caratterizzato da un contenuto armonico principale centrato attorno a 5 Hz e uno secondario a 15-20 Hz, con una modesta dispersione sulle altre frequenze. La distribuzione di ampiezza è unimodale e piuttosto piccata attorno alla moda. Il moto intermittente, infine, presenta un contenuto armonico a 5 Hz con modesta dispersione sulle altre frequenze e una distribuzione di ampiezza sensibilmente bimodale. Questi ultimi risultati sulle distribuzioni di ampiezza trovano peraltro conferma nei lavori di Vince e Lahey [17] e di Matsui [20]. La presenza della microalettatura tende a generare un numero maggiore di picchi di frequenze rispetto al condotto liscio. Peraltro, il moto ondoso (semianulare) e quello anulare mostrano degli SP e delle DP simili a quelli trovati per il tubo liscio. Per alcuni dati in moto intermittente, infine, si è trovato uno spostamento di energia dal picco a frequenza minore verso quello a frequenza maggiore al crescere della portata di liquido; questo fenomeno sembrerebbe ricordare una transizione interna al moto intermittente posta recentemente in evidenza da Lin e Hanratty [21].

Infine nell'ebollizione forzata nel tubo microalettato, si è osservato uno spostamento delle frontiere verso valori più alti di U_{sg} rispetto al flusso adiabatico; in condensazione, invece, lo spostamento è verso valori più bassi di U_{sg} ; inoltre, le frontiere tendono ad allargarsi. Si ritiene che questi siano tutti effetti dello scambio termico (i dati, per esempio, sono relativi a valori abbastanza diversi di flusso termico), mentre la pressione gioca un ruolo secondario anche se non trascurabile.

RINGRAZIAMENTI

Gli autori desiderano ringraziare il Sig. Mario Corso del Dipartimento di Energetica per l'insostituibile assistenza alla continua messa a punto dell'apparato sperimentale, e il produttore di tubi microalettati TREFIMETAUX (France) per aver fornito il tubo. Questo lavoro è stato svolto con fondi MURST 60% e 40% al Politecnico di Milano.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Webb, R., *Principels of Enhanced Heat Transfer*, John Wiley & Sons, 1994.
- [2] Thome, J.R., 'Two-phase Heat Transfer to New Refrigerants'. *Heat transfer 1994, Proc. of the 10th IHTC*, vol. 1, pp. 19-41, Brighton, August 1994.
- [3] Kandlikar, S.G., and Raykoff, T., 'Predicting flow boiling heat transfer for refrigerants in microfin tubes'. *Proc. of 2nd European Thermal-Sciences and 14th UIT National Heat transfer Conference*, vol. 1, pp. 475-482, Rome, May 1996.

- [4] Webb, R.L., 'Advances in Modeling Enhanced Heat Transfer Surface'. *Heat transfer 1994, Proc. of the 10th IHTC*, vol. 1, pp. 445-459, Brighton, August 1994.
- [5] Manwell, Bergles, A.E., 'Gas-liquid flow patterns in refrigerant-oil mixtures'. *ASHRAE Transactions*, vol. 96, part 2, pp. 456-464, (1990).
- [6] Muzzio, A., Niro, A., Arosio, S., 'Heat transfer and pressure drop during evaporation and condensation of R22 inside 9.52-mm O.D. microfin tubes of different geometries'. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, vol. 5, pp. 39-52 (1998).
- [7] Weisman, J., Duncan, D., Gibson, T., Crawford, 'Effects of fluid properties and pipe-diameter on two-phase flow patterns in horizontal lines'. *Int. J. of Multiphase Flow*, Vol. 5, pp. 437-462, (1979).
- [8] Arosio, S., Muzzio, A., Niro, A., 'Determinazione sperimentale dei coefficienti di scambio termico in ebollizione e in condensazione in tubi con alettature interne'. Rapporto dei Laboratori di Termofluidodinamica del Dipartimento di Energetica, Politecnico di Milano, Milano, Dicembre 1995.
- [9] Zürcher, O., Thome, J.R., Favrat, D., 'Prediction of two-phase flow patterns for evaporation of refrigerant R-407C inside horizontal tubes'. *Proc. of the 2nd Convective Flow and Pool Boiling Conference*, Paper VII-4, 1997.
- [10] Traviss, D.P., Rohsenow, W.M., 'Flow regimes in horizontal two-phase flow in condensation'. *ASHRAE Transactions*, vol. 79, part 1, pp. 31-39, (1973).
- [11] Mandhane, J.M., Gregory, G.A., Aziz, K., 'A flow pattern map for gas-liquid flow in horizontal pipes'. *Int. J. of Multiphase Flow*, vol. 1, pp. 537-553, (1974).
- [12] Taitel, Y., Dukler, A.E., 'A model for predicting flow regimes transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow'. *AIChE Journal*, Vol. 22, no. 2, pp.43-55, (1976)
- [13] Hashizume, K., 'Flow pattern and void fraction of refrigerant two-phase flow in a horizontal pipe'. *Bulletin of JSME*, vol. 26, no. 219, pp. 1597-1602, (1983)
- [14] Zahn, W.R., 'A visual study of two-phase flow while evapoarting in horizontal tubes'. *Journal of Heat transfer*, vol. 86, pp. 417-429, (1964).
- [15] Tandon, T.N., Varma, H.K., Gumpata, C.P., 'A new flow reggimes map for condensation inside horizonthal tubes'. *Journal of Heat Transfer*, vol. 104, pp. 763-768, (1982).
- [16] Jones, O.C., Zuber, N., 'The interraltation between void fraction fluctuations and flow-patterns in two-phase flow'. *Int. J. of Multiphase Flow*, vol. 2, pp.273-306, (1975).
- [17] Vince, M.A., Lahey, R.T. Jr, 'On the development of an objective flow regime indicator'. *Int. J. of Multiphase Flow*, vol. 8, pp.93-124, (1982)
- [18] Hubbard, M.G., Dukler, A.E., 'The characterization of flow regimes for horizontal two-phase flow'. *Proc. Heat Transfer and Fluid Mechanics Institute*. Stanford Univ. Press. Stanford 1966.
- [19] Tutu, N.K., 'Pressure fluctuations and flow pattern recognition in vertical two-phase gas-liquid flow'. *Int. J. of Multiphase Flow*, vol. 8, pp.443-447, (1982).
- [20] Matsui, G., 'Identification of flow regimes in vertical gas liquid two-phase flow using differential pressure fluctuation'. *Int. J. of Multiphase Flow*, vol. 10, pp.711-720, (1984).
- [21] Lin, P.Y., Hanratty, T.J., 'Detection of slug flow from pressure measurement'. *Int. J. of Multiphase Flow*, vol. 13, pp.273-306, (1987).