

CARLOS JORGE DE -FRANCESCO RESENDE FORTUNA ASSIS

COEFICIENTES LOCAIS DE
TRANSFERENCIA DE CALOR EM
FEIXES DE TUBOS LISOS

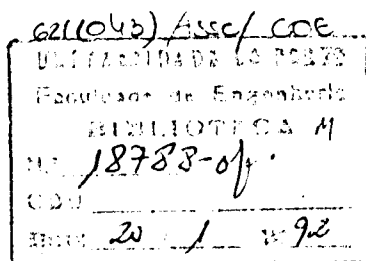
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
FACULDADE DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE DO PORTO

1991

CARLOS JORGE DE-FRANCESCO RESENDE FORTUNA ASSIS

COEFICIENTES LOCAIS DE TRANSFERENCIA
DE CALOR EM FEIXES DE TUBOS LISOS

Dissertação submetida à Universidade do Porto
para o grau de mestre em Ciências de Engenharia



Departamento de Engenharia Mecânica
Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

1991

043 14

A 865c

AGRADECIMENTOS

O autor deseja agradecer a colaboração prestada pelas instituições ou pessoas que seguidamente se enumeram, sem a qual este trabalho não teria sido possível:

- Prof. Dr. Luís Melo, orientador do trabalho.
- Prof. Dr^a. Fátima Morgado, Presidente do Conselho Científico do ISEP,
- Eng^o Vitor Santos, Presidente do Conselho Directivo do ISEP
- Prof. Dr. Cardia Lopes, docente do ISEP
- Eng^o Mário de Carvalho, docente do ISEP
- Eng^a Ana Carneiro, técnica do ISEP
- Snr. Idalino Torres, técnico da Universidade do Minho
- Centro de Química Pura e Aplicada (UM)
- Instituto Superior de Engenharia do Porto

NOMENCLATURA

D	diâmetro exterior do cilindro
Fb	factor de bloqueio do canal onde se encontram os cilindros
F _{rmx}	número de Frossling modificado, $K/\sqrt{Re_{mx}}$ ou $K_m/\sqrt{Re_{mx}}$
h	coeficiente local de transferência de calor
h _m	coeficiente médio de transferência de calor
K	coeficiente local de transferência de calor adimensionalizado $Nu Pr^{(-0.36)} (Pr/Pr_w)^{(-0.25)}$
K _e	valor local K na primeira fila para $\theta=0^\circ$
K _m	valor médio de K
K _{min}	valor local mínimo de K
K _{max}	valor local máximo de K
L	comprimento do cilindro
n	frequência de libertação dos vórtices
Nu	número de Nusselt
Pl	passo longitudinal
Pr	número de Prandtl
Pr _w	número de Prandtl calculado à temperatura de parede do cilindro
Pt	passo transversal
q	fluxo de calor local
q _c	fluxo de calor local por convecção
q _r	fluxo de calor local por radiação
r	coordenada radial
rext	raio exterior do cilindro
r ₂ , r ₁	posições radiais correspondentes às localizações dos dois termopares do tubo instrumentado
Re _{mx}	número de Reynolds baseado em U _{mx} , $D U_{mx} / \mu$

Re_{∞}	número de Reynolds baseado em U_{∞} , DU_{∞}/μ
St	número de Strouhal, Dn/U_{∞}
T	temperatura
T_s	temperatura na parede exterior do cilindro
T_{∞}	temperatura do fluido exterior
T_2, T_1	temperaturas lidas nos termopares do tubo instrumentado
U_{mx}	velocidade média do escoamento na secção mais apertada no feixe
U_{∞}	velocidade média do escoamento antes de atingir o feixe
Y	factor de não uniformidade da distribuição circunferencial de K

símbolos gregos

σ	constante de Stephan Boltzman
μ	viscosidade cinemática do fluido
θ	coordenada circunferencial medida a partir do ponto crítico frontal
θ_r	valor de θ no ponto de readerência da camada livre
θ_s	valor de θ na separação
ϵ	emissividade hemisférica total do material do cilindro instrumentado

INDÍCE

SUMÁRIO, 1

1. OBJECTIVOS, 2A

2. INTRODUÇÃO

2.1. Enquadramento do presente trabalho, 3

2.2. Escoamento perpendicular a um cilindro isolado, 5

2.3. Transferência de calor num cilindro isolado em
fluxo cruzado, 11

3. ESCOAMENTO E TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM FEIXES DE CILINDROS CIRCULARES: REVISÃO DE TRABALHOS PUBLICADOS, 13

3.1. Distribuição circunferencial dos coeficientes de
transferência de calor, 16

3.2. Coeficientes médios de transferência de calor, 26

3.3. Métodos experimentais de obtenção de coeficientes
locais de transferência de calor, 27

4. INSTALAÇÃO E MÉTODOS EXPERIMENTAIS

4.1. Considerações iniciais, 31

4.2. Descrição dos feixes estudados, 32

4.3. Tubo instrumentado, 35

4.4. Descrição geral da instalação experimental, 38

4.5. Procedimento experimental, 42

4.6. Caracterização dos ensaios realizados, 44

5. MÉTODOS DE CÁLCULO, 46

6. RESULTADOS E DISCUSSÃO

6.1. Coeficientes locais de transferência de calor

6.1.1. Feixe escalonado, 51

6.1.2. Feixe alinhado, 74

6.1.3. Transferência de calor no ponto de estagnação frontal, 93

6.1.4. Transferência de calor no ponto de readeração da camada livre, 95

6.1.5. Transferência de calor no início da camada limite turbulenta, 97

6.2. Coeficientes médios de transferência de calor, 99

7. CONCLUSÕES

7.1. Primeira fila, 109

7.2. Filas interiores do feixe escalonado, 109

7.3. Filas interiores do feixe alinhado, 111

7.4. Comparação dos dois feixes, 112

8. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS, 113

9. BIBLIOGRAFIA, 115

Apêndice A - Calibração do medidor de Venturi

Apêndice B - Resultados experimentais

Apêndice C - Valores calculados

SUMARIO

Após consulta de diversa bibliografia apurou-se que não abundam resultados experimentais sobre coeficientes locais de transferência de calor em fluxo cruzado contra tubos na zona de entrada de feixes de cilindros circulares lisos. A utilização de água como fluido é ainda menos vulgar. Assim definiram-se como objectivos do presente trabalho o estudo de um permutador alinhado e outro escalonado visando principalmente a obtenção para cada caso da distribuição circunferencial dos coeficientes locais de transferência de calor em escoamentos de água, bem como a sua evolução nas primeiras quatro filas e a dependência relativamente ao número de Reynolds na gama aproximada de 5000 a 30000. Utilizaram-se permutadores com um passo longitudinal de 2.2 e transversal de 1.7, possuindo cada um seis filas.

Os coeficientes locais foram medidos introduzindo na parede de um tubo dois termopares na mesma posição circunferencial mas em duas posições radiais diferentes. Este cilindro foi colocado em vários locais de ambos os feixes, podendo ser rodado de forma a obter temperaturas em diversas posições angulares. A utilização da equação de condução de calor bidimensional em paredes cilíndricas, juntamente com as distribuições de temperatura obtidas experimentalmente em duas posições radiais, permitiu determinar a distribuição de temperatura na parede exterior do cilindro e portanto também os coeficientes locais.

Na primeira fila de ambos os feixes os resultados são similares conservando-se a camada limite laminar até à separação. Devido ao bloqueio, o máximo de transferência de calor situa-se

35°/40° após o ponto crítico frontal e a separação só ocorre a 120°.

Nas segunda e quarta fila do feixe escalonado e para Reynolds igual ou superior a 6100 o regime é supercrítico com separações turbulentas localizadas após 140°, transições iniciadas a 70° e finalizadas a 105°. Na terceira fila o regime é crítico na gama de Reynolds compreendida entre 9300 e 23700, passando para supercrítico quando se atinge o Reynolds de 29000. A diferença entre estes comportamentos justifica-se no facto de o bloqueio ser inferior nas filas pares relativamente às ímpares.

Nas filas interiores do feixe alinhado não ocorreu regime supercrítico em qualquer dos números de Reynolds, tendo-se começado a manifestar o regime crítico só quando este número atingiu 27900. Na parte frontal do cilindro obteve-se um máximo de transferência de calor entre 45° e 55° correspondente à colisão da camada livre separada do cilindro anterior, o que é uma característica deste tipo de feixes. A separação laminar situou-se entre 120° e 130°.

A transferência de calor global da quarta fila deste feixe foi superior à da primeira fila entre 70% e 130% (aumenta com o Reynolds), enquanto que a da terceira fila do feixe escalonado, ainda relativamente à primeira, se ficou entre 60% a 80%. No feixe alinhado, os resultados indicam que a transferência de calor não estabiliza na quarta fila.

OBJECTIVOS

Com o presente trabalho pretendeu-se estudar um permutador de tubos alinhados e outro de tubos escalonados, visando a obtenção experimental da distribuição circunferencial dos coeficientes locais de transferência de calor num escoamento exterior de água em fluxo cruzado, analisando-se a sua evolução nas primeiras filas do permutador e a sua dependência relativamente ao número de Reynolds na gama aproximada de 5000 a 30000.

2. INTRODUÇÃO

2.1. ENQUADRAMENTO DO PRESENTE TRABALHO

A utilização de energia por via térmica tem vindo continuamente a aumentar, resultado do constante crescimento da actividade industrial e da melhoria do nível de vida da população. Uma vez que se tem vindo a considerar a energia como um bem escasso, devem ser feitos esforços no sentido de racionalizar os consumos energéticos. Além disso o aumento do preço da energia, questões ambientais e, muito importante, a progressiva rarefeição dos metais com que são geralmente construídos os equipamentos térmicos, exigem maior eficiência na sua utilização e condução.

Um dos tipos de equipamento mais importantes na utilização da energia por via térmica são os permutadores de calor. Os corpos curvilíneos em escoamento cruzado constituem um grupo de elementos bastante vulgar em permutadores. Aqueles podem ser tubos de secção circular, rectangular, elíptica ou ainda outra geometria. Os tubos circulares são sem dúvida os de utilização mais generalizada, constituindo um elemento tradicional de caldeiras, turbinas, compressores, etc..

Numa das suas utilizações mais significativas, os tubos aplicam-se em permutadores de carcaça e tubos em feixes de vários tipos, perpendicularmente aos quais circula um fluido (fluxo cruzado). O estudo da transferência de calor sem mudança de fase entre esses feixes e o fluido exterior foi inicialmente feito em termos dos coeficientes médios de transferência de calor.

Desenvolveram-se correlações para estes coeficientes que contabilizavam o efeito da velocidade do fluido, das suas propriedades físicas, da direcção de transferência de calor, do gradiente de temperaturas entre a parede do tubo e o fluido, do tipo de feixe, dos passos longitudinal e transversal e da dimensão e tipo de alhetas se existentes[29]. Estes estudos continuam a ser efectuados incidindo principalmente na gama de número de Reynolds mais baixa (<2000), nos regimes supercríticos e na utilização de rugosidades artificiais como forma de aumentar a transferência de calor [29].

Apenas mais tarde surgiram os primeiros trabalhos dedicados à determinação de coeficientes locais de transferência de calor. Estes estudos contribuem para a compreensão dos mecanismos de transferência de calor em feixes de tubos em fluxo cruzado. Correlações para os coeficientes locais permitirão projectar permutadores de calor de uma forma mais eficiente, prever situações em que tensões de origem térmica nos tubos poderão ocorrer dada a variação circunferencial de temperaturas na parede do tubo e efectuar comparações com os resultados de modelos matemáticos que simulem as condições térmicas e hidrodinâmicas em todo o perímetro do tubo .

Existe já alguma informação acumulada sobre coeficientes locais em feixes de tubos, principalmente oriunda da União Soviética. Nota-se uma escassez de estudos para o caso da água e para a evolução da transferência de calor nas primeiras filas dos feixes, tendo sido esta a vertente escolhida para o presente trabalho.

Nos pontos seguintes deste capítulo focar-se-ão as questões

mais importantes ligadas à hidrodinâmica e transferência de calor em fluxo cruzado num cilindro isolado.

2.2. ESCOAMENTO PERPENDICULAR A UM CILINDRO ISOLADO

O ponto de colisão do escoamento com o cilindro denomina-se correntemente ponto crítico frontal ou de estagnação frontal. No texto que se segue, salvo indicação em contrário, todas as posições radiais referidas se devem considerar medidas a partir deste ponto. Situado 180° a montante, existe um outro ponto crítico (ou de estagnação), desta vez denominado posterior.

Os fenómenos associados ao escoamento em torno de um cilindro dependem fundamentalmente do nº de Reynolds, Re_∞ , baseado no diametro exterior do mesmo, D , e na velocidade do escoamento imperturbado, U_∞ .

Até $Re_\infty=6$ forma-se sobre o cilindro uma camada limite laminar que só se separa do mesmo no ponto de estagnação posterior. A distribuição de pressão na superfície do cilindro é idêntica nas partes posterior e anterior, aproximando-se bastante da prevista pela teoria dos escoamentos potenciais [9].

A partir de $Re_\infty=6$ ocorre separação da camada limite antes do ponto posterior de estagnação, o que origina o aparecimento de uma zona de recirculação. A separação fica-se a dever à existência de um gradiente de pressões adverso na parte posterior do cilindro, que as partículas constituintes da camada limite não conseguem vencer devido à sua baixa velocidade. A medida que o número de Reynolds aumenta, o ponto de separação desloca-se em direcção à parte frontal do cilindro atingindo o máximo

adiantamento para $Re_{\omega} \approx 12000$ quando se localiza a 82° [9]. Daqui e até $Re_{\omega} \approx 120000$ permanece fixo, embora, como se verá mais tarde, outras variáveis condicionem a exacta localização da separação.

Após a separação, a camada limite comporta-se como uma camada livre cuja parte interior bastante instável rapidamente se enrola sobre ela própria formando um vórtice [14]. A separação das camadas limites laminares do topo e da base do cilindro origina o aparecimento de dois vórtices simétricos e rodando em sentidos opostos (figura 2.1), mantendo-se estacionários até $Re_{\omega} = 44$. Esta região de vórtices denomina-se zona de recirculação. Nesta gama de nº de Reynolds (6 a 44) o tamanho dos vórtices aumenta com Re_{ω} e a distribuição de pressões deixa de ser simétrica em ambas as partes do cilindro, assumindo valores mais baixos na zona posterior [9].

A partir de $Re_{\omega} = 44$, os vórtices passam a separar-se do cilindro alternadamente e periodicamente. Até $Re_{\omega} = 150$, os vórtices mantêm a sua individualidade após a separação, formando-se a jusante do cilindro uma zona com um padrão de escoamento bastante individualizado e repetitivo denominada esteira de vórtices de Von Karman. Até cerca de $Re_{\omega} = 100$, os vórtices conservam o mesmo tamanho e espaçamento relativo à medida que se afastam do cilindro [9]. Daí e até 150 crescem e afastam-se gradualmente, mas conservam-se laminares [9] (figura 2.2).

Aumentando-se o nº de Reynolds, os vórtices são rapidamente eliminados por mistura turbulenta (figura 2.3), mantendo-se no entanto uma zona laminar junto ao cilindro cujo comprimento, medido a partir da zona central do mesmo, diminui com o aumento do número de Reynolds [7]. Na figura 2.4 observa-se isto mesmo, assim

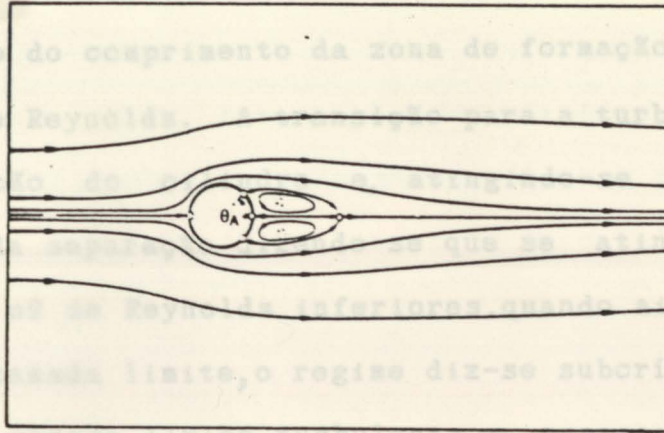


Figura 2.1: Linhas de corrente em escoamento cruzado contra um cilindro a $Re_\infty=30$ [9]

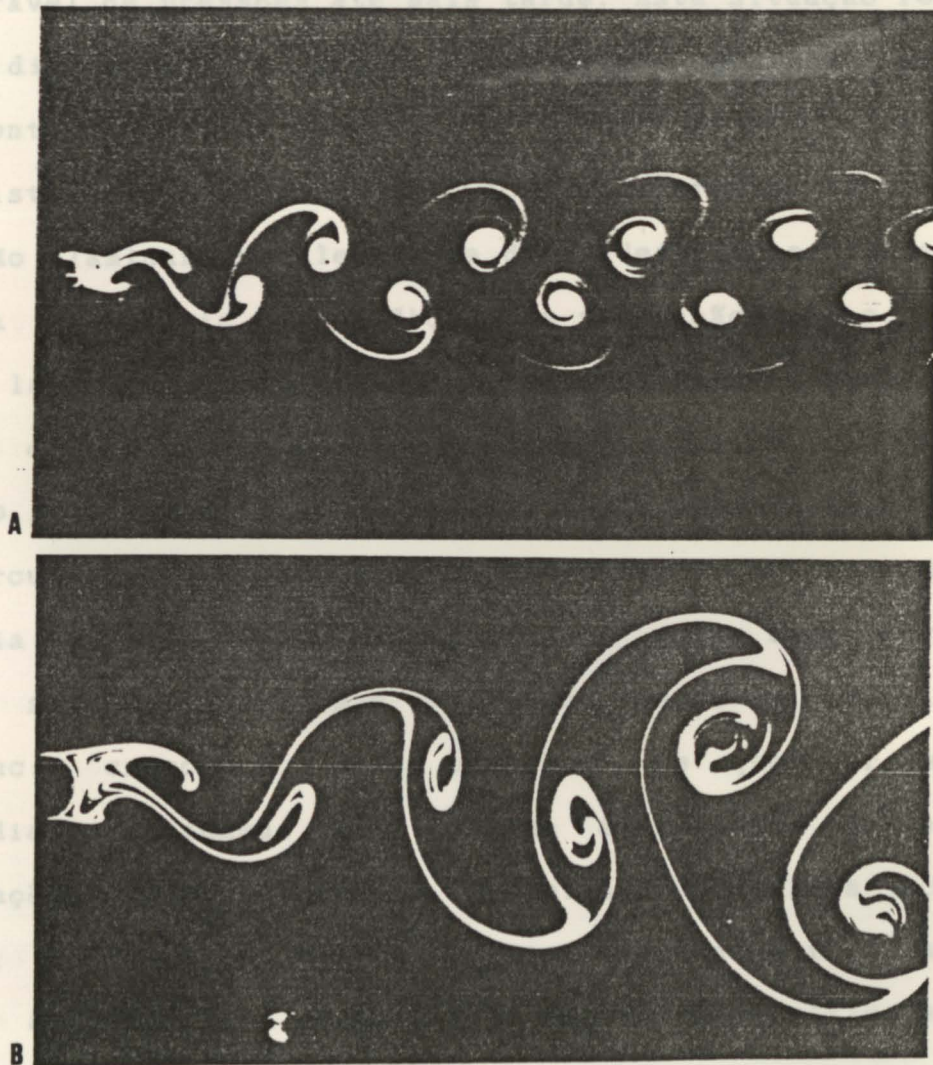


Figura 2.2: Fotografias da esteira de vórtices de Von Karman: (A) $Re_\infty=105$; (B) $Re_\infty=150$ [9]

como a variação do comprimento da zona de formação dos vórtices com o número de Reynolds. A transição para a turbulência vai-se aproximando então do cilindro e, atingindo-se um $Re \approx 120000$, ocorre antes da separação dizendo-se que se atingiu o regime crítico. Para nº de Reynolds inferiores, quando ainda não existe turbulência na camada limite, o regime diz-se subcrítico. Devido à presença da camada limite turbulenta a separação desloca-se para jusante ($\approx 135^\circ$), dado que os maiores gradientes de velocidade desta camada lhe permitem vencer o gradiente desfavorável de pressões até mais tarde. Esta situação resulta na brusca diminuição da largura da esteira e portanto também do coeficiente de atrito.

Existem actualmente duas formas diferentes de encarar a transição laminar-turbulenta. Uma delas descreve o fenómeno com base na existência de uma "bolha de separação" entre a camada limite laminar e a turbulenta. A primeira separar-se-ia na parte frontal do cilindro e, posteriormente, readeriria à parede do cilindro já turbulenta. Entre os dois pontos existiria uma zona de recirculação, a chamada bolha de separação, subentendendo uma distância angular de aproximadamente 10° . Uma outra corrente de opinião sustenta que existe uma camada limite de transição, de turbulência crescente, sem a ocorrência de qualquer separação intermédia. Zukauskas [28] afirma a validade de ambas as aproximações, dizendo que a primeira se aplicaria ao regime crítico, no qual a zona de transição se mantém fixa na mesma posição angular, e a segunda a um regime supercrítico em que a transição é deslocada significativamente para montante. O início deste último regime regista-se a um Reynolds aproximado de $2 \times$

10⁶.

A periodicidade de libertação dos vórtices é função do número de Reynolds, representando-se normalmente na forma de um grandeza adimensional denominada número de Strouhal, Sr:

$$Sr = \frac{n D}{U_{\infty}} \quad (2.1)$$

em que n representa a frequência.

As observações experimentais permitem concluir que a frequência aumenta desde $Re_{\infty}=44$ até 400 após o que se mantém sensivelmente constante até ao aparecimento do regime crítico. Nesta zona o número de Strouhal, Sr, vale em média 0.21. Segundo Roshko, citado por Schlichting [21], no regime crítico não existe um valor regular para Sr, voltando no regime supercrítico a restabelecer-se essa regularidade tomando o número de Strouhal valores aproximados a 0.27.

Outros factores tais como a rugosidade da parede exterior do cilindro, a turbulência e o factor de bloqueio afectam significativamente o escoamento, condicionando a separação, a transição e os números de Reynolds a que os vários regimes têm o seu início ou termo.

O efeito da turbulência ainda não é consensual entre os vários autores, existindo no entanto unanimidade no que concerne a considerar-se que maior intensidade de turbulência provoca um aparecimento prematuro do regime crítico bem como a deslocação do ponto de separação, devido à alteração dos perfis de velocidade na camada limite e das pressões na superfície do cilindro [12,28].

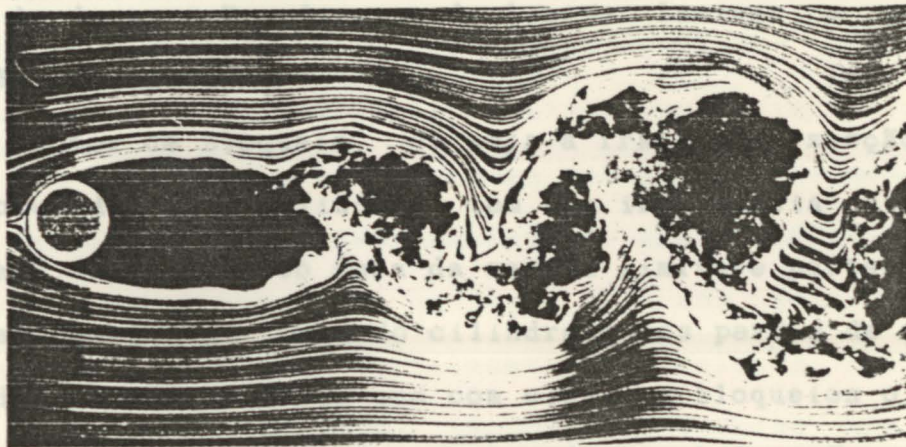


Figura 2.3: Esteira de um cilindro a $Re_{\infty}=10000$ [9]

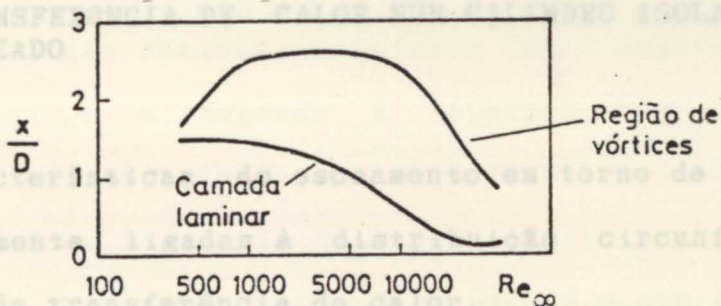


Figura 2.4: Comprimento da região laminar e da região de formação de vórtices na parte posterior um cilindro [7]
 x - distância medida a partir do centro do cilindro [26].

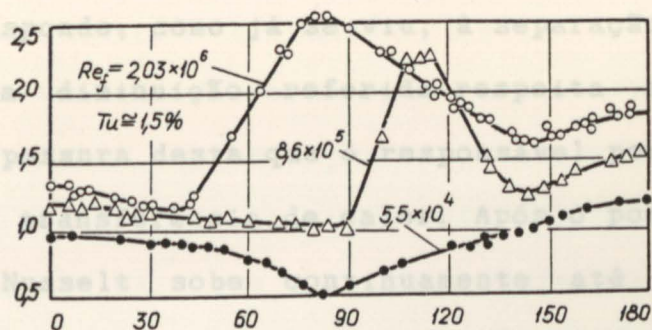


Figura 2.5: Efeito do número de Reynolds no coeficiente local de transferência de calor em torno de um cilindro em água [26]

O efeito da rugosidade é semelhante ao da turbulência pois conduz à destruição da camada limite laminar e portanto à transição [2,28,29].

O factor de bloqueio, ou seja a fracção da secção recta do canal ocupado pelo cilindro, tem uma importância decisiva na velocidade do escoamento fora da camada limite e portanto também nas pressões à superfície do cilindro e nos perfis de velocidade na camada limite. É sabido que com elevados bloqueios o número de Strouhal já não é regular, ocorrendo estabilização da camada limite laminar, ou seja, separação ou transição tardia [19,28].

2.3. TRANSFERENCIA DE CALOR NUM CILINDRO ISOLADO EM FLUXO CRUZADO

As características do escoamento em torno de um cilindro estão intimamente ligadas à distribuição circunferencial dos coeficientes de transferência de calor.

Na figura 2.5 encontram-se representadas curvas tipo para a variação do número de Nusselt local com a posição radial [26]. Em regime subcrítico a transferência de calor é máxima no ponto crítico frontal, diminuindo continuamente até aos 82°. Esta posição corresponde, como já se viu, à separação da camada limite laminar, e a diminuição referida respeita a um progressivo aumento da espessura desta que é responsável por grande parte da resistência à transferência de calor. Após o ponto de separação o número de Nusselt sobe continuamente até 180°. Na zona compreendida entre o ponto de separação e os 180° existe um escoamento em direcção contrária ao da camada limite laminar. Por esta razão os coeficientes de transferência diminuem desde o

ponto crítico posterior até à separação. É de notar no entanto que, devido à libertação dos vórtices, as condições hidrodinâmicas na esteira do cilindro são fortemente instáveis, pelo que os números de Nusselt nesta zona devem ser entendidos como valores médios temporais. O máximo absoluto de transferência de calor pode estar localizado em qualquer um dos pontos críticos, dependendo do Reynolds. Geralmente para valores baixos deste número situa-se a montante, sucedendo o inverso com Reynolds elevados.

Atingindo-se o regime crítico passam a existir dois mínimos locais de transferência de calor, correspondendo o primeiro ao início da transição laminar-turbulenta (ou à separação da camada limite laminar) e o segundo à separação da camada limite turbulenta. O máximo situado entre estes dois pontos respeita ao fim da transição e ao início da camada limite turbulenta (ou à readescrição ao cilindro da camada separada e que entretanto se tornou turbulenta). O crescimento até este máximo justifica-se pela turbulência crescente na camada limite (ou pelo facto do escoamento na bolha de separação ter direcção inversa do principal). Evidentemente que a jusante deste ponto o aumento gradual da espessura da camada limite leva à redução do coeficiente de transferência de calor até à separação.

Finalmente, no regime supercrítico o primeiro dos mínimos desloca-se para montante relativamente a ponto análogo do regime subcrítico o que, mais uma vez, está perfeitamente de acordo com as características do escoamento. A posição exacta desse ponto depende do Reynolds, sendo mais deslocada para montante quando este aumenta [29].

3. ESCOAMENTO E TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM FEIXES DE CILINDROS CIRCULARES: REVISÃO DE TRABALHOS REALIZADOS

Uma característica fundamental de um feixe de cilindros respeita ao arranjo do mesmo (alinhados ou escalonados) e à distância entre os vários tubos. Quanto a este último aspecto define-se passo transversal, P_t , e passo longitudinal, P_l , como, respectivamente, d_t/D e d_l/D (figura 3.1). As características geométricas de um feixe são determinantes nas distribuições de velocidades (no escoamento principal e na camada limite) e na distribuição de pressões sobre cada um dos cilindros e, conseqüentemente, na distribuição circunferencial dos coeficientes de transferência de calor nos vários tubos.

Esta distribuição num tubo da primeira fila do feixe será mais ou menos semelhante à de um cilindro isolado consoante os valores dos passos transversal e longitudinal. Quanto maiores forem estes passos maior a aproximação relativamente ao caso do cilindro isolado.

Nas filas interiores as diferenças são bastante mais acentuadas, essencialmente devido a estarem em contacto com um escoamento de elevada turbulência e ao efeito dos tubos da mesma fila e das filas anterior e seguinte.

Consoante o arranjo dos tubos a distribuição dos coeficientes de transferência de calor apresenta diferentes tendências [29]. Na figura 3.2 apresentam-se distribuições típicas para as três primeiras filas de um feixe de tubos

alinhados para um número de Reynolds, Re_{mx} (calculado com base na velocidade média na secção mínima de escoamento), de 14000 e $Pr=Pt=2.0$. Na curva referente à primeira fila identifica-se claramente uma distribuição semelhante à de um cilindro isolado, o mesmo já não se passando nas restantes filas. Quer para a segunda como para a terceira fila os coeficientes são significativamente superiores aos da primeira fila, o que é resultado da maior turbulência. A existência de um máximo perto dos 50° corresponde à colisão do escoamento contra o cilindro, o que constitui uma característica diferenciadora deste tipo de feixes. A localização do ponto de colisão é função do número de Reynolds, dos passos e da turbulência [14,25,29].

Na figura 3.3 pode-se observar o andamento típico dos coeficientes com a posição radial para os mesmos Reynolds e passos da figura 3.2 mas para um feixe escalonado. Desta vez o ponto de colisão é o mesmo dos tubos isolados (0°) e a diferença mais clara entre a primeira e a segunda fila reside na subida generalizada dos coeficientes de transferência motivada pelo aumento de turbulência. Na terceira fila a turbulência é tal que se dá a passagem para o regime crítico, detectável pela existência de um mínimo adicional aos 150° correspondente à separação da camada limite turbulenta.

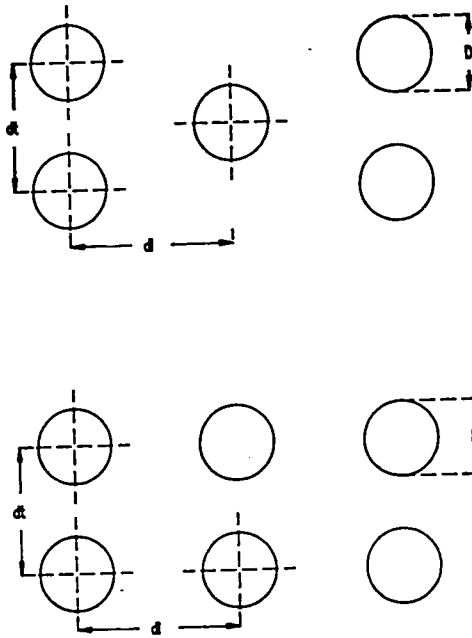


Figura 3.1 : Disposição dos tubos num feixe

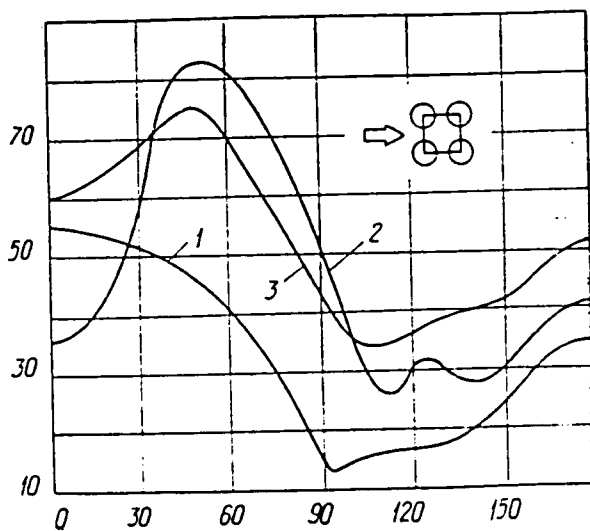


Figura 3.2 : Variação circunferencial da transferência de calor num tubo da 1ª fila (1), 2ª fila (2) e fila interior (3) dum feixe alinhado 2.0x2.0 com $Re_w=14000$ [29].

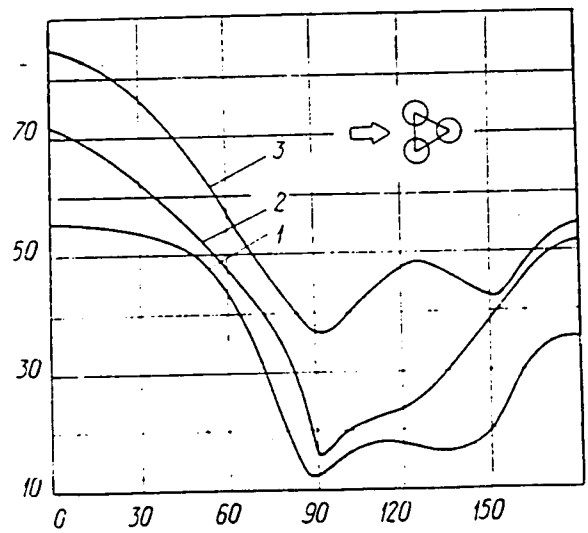


Figura 3.3 : Variação circunferencial da transferência de calor num tubo da 1ª fila (1), 2ª fila (2) e fila interior (3) dum feixe escalonado 2.0x2.0 com $Re_w=14000$ [29]

3.1. DISTRIBUIÇÃO CIRCUNFERENCIAL DOS COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

As distâncias entre tubos, o arranjo dos mesmos e o número de Reynolds são dos factores mais importantes que condicionam a distribuição circunferencial dos coeficientes de transferência de calor num feixe.

Existem duas estratégias diferentes para avaliar a transferência de calor em torno de um cilindro como componente de um feixe. Uma delas consiste na adopção de modelos experimentais muito simples em que se procura isolar os vários fenómenos que ocorrem num feixe. Assim, a interferência entre cilindros da mesma fila transversal é estudada efectuando ensaios com dois ou três cilindros colocados na mesma vertical e a diversas distâncias relativas (passo transversal). O efeito do passo longitudinal em feixes de tubos alinhados é avaliado usando dois ou três cilindros na esteira uns dos outros. O da posição do tubo no feixe, alterando a intensidade e macroescala de turbulência do escoamento em torno de um cilindro isolado. Esta estratégia foi a seguida por Kostic e Oka [14,15], Norberg e outros [18], Baughn e outros [6] e Eastop e Turner [10]. O segundo processo é o de efectuar ensaios em feixes de tubos, colocando um tubo aquecido e instrumentado (ver 3.3.) sucessivamente nas várias posições. Baughn e outros [6] também efectuaram ensaios deste tipo, assim como Murray e Fitzpatrick [17], Achenbach [3], Zukauskas [24,26,29] e Winding e Chiney [23], embora estes últimos usando

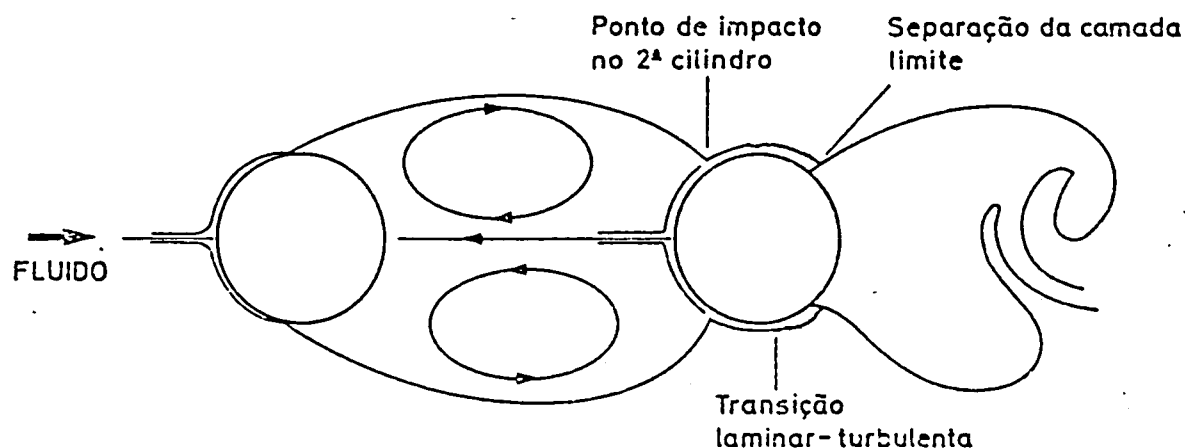


Figura 3.4: Vórtices fixos entre dois cilindros alinhados [14]

uma técnica experimental substancialmente diferente. De todos estes trabalhos apenas Zukauskas usou água e ar. Todos os outros respeitam apenas a ar.

Nas tabelas 3.1 e 3.2 resumem-se as condições experimentais destes trabalhos.

Kostic e Oka concluíram que para um passo longitudinal (crítico) igual a 3.8 se estabelece entre os dois cilindros alinhados uma região onde os vórtices formados na parte posterior do cilindro de montante permanecem fixos, contactando simultaneamente com ambos os tubos (figura 3.4)- "closed vortex region". Quando a distância é crítica a camada livre que se desprende do primeiro cilindro readere ao segundo no ponto crítico frontal (0°). Sendo a distância inferior à crítica esta readerência dá-se em posições mais adiantadas, baixando os

coeficientes locais de transferência de calor na zona frontal do segundo cilindro. Norberg concluiu que a distância crítica baixa quando a intensidade de turbulência sobe de 0.1 para 1.4%, e que o coeficiente médio de transferência de calor no segundo cilindro é pouco sensível a variações no passo longitudinal, enquanto que no primeiro cilindro baixava com a redução neste passo. Baughn efectuou ensaios com dois e três cilindros em linha concluindo que o terceiro não afectava a transferência de calor na região compreendida entre os dois primeiros. Eastop e Turner verificaram que a reattachment da camada livre se dá a um ângulo inferior no terceiro cilindro relativamente ao segundo cilindro dado que a separação no primeiro cilindro é mais avançada que no segundo.

No que respeita ao passo transversal, Pt, Kostic e Oka concluíram que para valores deste passo superiores a 4.4 a camada limite laminar se separa a 82° tal como num cilindro isolado. Baixando o Pt até 2.2 a separação laminar desloca-se para jusante ($\approx 92^\circ$) devido à aceleração do escoamento. Entre 1.6 e 2.2 dá-se transição e separação turbulenta a 120° . Baixando ainda mais Pt deixa de existir transição e a separação é laminar e cada vez mais avançada, atingindo 100° quando o passo é de 1.25. Segundo estes autores o motivo para a estabilização da camada limite laminar reside na existência de gradientes de pressão favoráveis significativamente elevados. A transferência de calor na região posterior do cilindro sobe continuamente com a redução de Pt, o que será devido ao crescimento do número de Strouhal. Eastop observou o avanço do ponto de separação, Θ_s , em direcção ao ponto crítico posterior com a redução do passo até 2.2 em que

TABELA 3.1: Comparação das condições experimentais observadas em trabalhos com modelos geométricos simples sendo F_b o factor de bloqueio da conduta onde os tubos estão dispostos.

Autor	F_b	passo	Reynolds, Re_w
Kostic e Oka [14, 15]			
fila longit. (2 cil.)	0.20	1.6÷9.0	12000 a 40000
fila transv. (2 cil.)	0.4	1.066÷5	30000
Norberg [18]			
fila longit. (2 cil.)	0.04	2.0÷4.0	19000
Baughn [6]			
fila lon. (2 e 3 cil.)	0.083	2.0	27000 e 36000
fila transv. (5 cil.)	0.42	2.0	20000 e 52000
Eastop [10]			
fila longit. (3 cil.)	0.14	1.2÷2.6	45000 a 111000
fila transv. (3 cil.)	0.21	1.2÷2.6	25000 a 55000

Nota: a intensidade de turbulência valia 0.7% em [10]; em [18] trabalhou-se com 0.1 e 1.4%; em todos os restantes casos o valor mencionado é 0.3%

ocorre a 90° . Entre 2.2 e 2.0 Θ s baixa para o valor de cilindro isolado e de 2.0 a 1.2 sobe assinalavelmente atingindo neste último passo $\approx 108^\circ$ (valores obtidos para Reynolds compreendidos entre 25000 e 55000). Estes resultados diferem dos de Kostic e Oka dado que não confirmam uma separação turbulenta para passos intermédios. No entanto é curioso verificar que Eastop obteve uma redução significativa do coeficiente de atrito entre 2.2 e 2.0, o que é característico do regime crítico.

Baughn em ensaios com feixes escalonados obteve na primeira fila ligeiros atrasos na separação laminar (90°) atribuíveis ao efeito do factor de bloqueio, embora na segunda fila esta retornasse aos 82° . A transferência de calor nesta fila na zona laminar é inferior à da primeira. Na terceira fila obtém regime crítico com um mínimo intermédio aos 80° e separação turbulenta aos 160° . O efeito da turbulência é bem visível não só neste facto como também no aumento dos coeficientes locais de transferência na terceira fila relativamente a posições angulares homólogas nas duas primeiras, o que só não se verifica entre 150° e 180° . Os resultados de Murray apontam para que a transferência de calor na primeira fila represente 65% da da quarta o que confirma os resultados de Zukauskas [29]. A transferência de calor na parte frontal da segunda fila é superior à da primeira, o que é resultado da turbulência. O regime crítico é detectado na terceira, a separação turbulenta a $\approx 150^\circ$ e mais uma vez a transferência de calor entre 150° e 180° é inferior nesta fila relativamente à segunda e por vezes também à primeira.

Winding também obteve regime crítico na quinta fila (a única que estudou) em qualquer dos Reynolds ensaiados.

Tabela 3.2: Condições experimentais observadas em estudos com feixes de dimensão l x c (l linhas e c colunas) e com passo Pl x Pt.

Autor	Fb	passo	Reynolds, Remx
Murray [17]			
feixe escal.10x8	NF	2.0x1.73	5000 a 40000
Achenbach [3]			
feixes alinhado e escalonado 3x7	0.49	2.04x1.43	4x10 ⁴ a 7x10 ⁶
Baughn [6]			
feixes alinhados e escal.5x2(x3;x4)	0.42	2.0x2.0	36000 e 90000
Winding [23]			
feixe escal.5x10	0.67	1.5x2.0	12000 a 53000
Zukauskas [24]			
*feixe escal.	NF	1.5x1.5	8x10 ⁴ a 9x10 ⁵
*feixe alin.	NF	1.5x1.5	8x10 ⁴ a 9x10 ⁵
Zukauskas [26]			
feixe alinhado	NF	2.0*1.25 1.25*1.25	7x10 ⁴ a 2x10 ⁶ idem
Zukauskas [29]			
feixes alinhado e escalonado	NF	1.25x1.25 1.5x1.5 2.0x2.0	2 a 1610
feixe alinhado	NF	1.25x2.0	1x10 ⁵ a 1.4x10 ⁶
NF- não fornecido		* - ensaios com água	

Achenbach em experiências efectuadas numa gama de Reynolds bastante alargada só obteve regime crítico a partir de $Re_{mx}=4 \times 10^5$ quer em feixes escalonados como em alinhados, o que se trata de um resultado surpreendente dado que, como se viu, outros resultados pareciam apontar para a ocorrência prematura deste regime por efeito da elevada turbulência e factor de bloqueio que ocorrem em feixes de tubos.

Zukauskas [29] afirma que o regime crítico pode ocorrer em feixes de tubos desde $Re_{mx} \approx 10^4$ até 5×10^5 dependendo do diâmetro dos tubos e da compactação do feixe. O aumento do diâmetro tende a atrasar o aparecimento deste regime, tal como sucede com o aumento da compactação. Achenbach embora usasse um feixe de compactação média, utilizou tubos de diâmetro bastante elevado (14.7 cm), aliás os maiores referidos na literatura consultada.

Zukauskas obteve experimentalmente os pontos de separação em feixes escalonados e alinhados 1.25x1.25, 1.5x1.5 e 2.0x2.0 desde $Re_{mx}=1$ até 2×10^6 (figura 3.5). De uma forma geral o aumento de compactação conduz a uma separação mais tardia, embora este efeito seja menos importante em feixes alinhados. Num feixe escalonado, tal como num alinhado, a separação ocorre sempre para ângulos superiores a 110° o que contradiz alguns dos resultados anteriores. Enquanto que no primeiro caso a separação mínima ocorre a $Re_{mx}=10^3$, no segundo apenas se atinge para $Re_{mx}=10^4$.

Existe um consenso entre os vários autores no sentido de considerar que a transferência de calor estabiliza a partir da terceira ou quarta fila.

Como se viu existem algumas contradições na literatura consultada o que só por si já justificaria investigação

adicional. Além disto a informação para o caso da água é escassa crescendo ainda que a maior parte dos resultados publicados respeitam a filamentos interiores dos feixes, sendo menos frequente o estudo da zona de entrada.

Zukauskas [29] obteve correlações para coeficientes locais de transferência de calor nos pontos de colisão do escoamento com o tubo e no ponto crítico posterior (180°), para ambos os tipos de feixes. Incluem o efeito do passo, mas são válidas apenas para Re_{mx} compreendido entre 20 e 2000. Para esta mesma gama apresenta também correlações para valores médios dos coeficientes de transferência na zona de recirculação frontal de feixes alinhados. Na zona de recirculação posterior a correlação para feixes escalonados é válida para $20 < Re_{mx} < 1000$ e a de feixe escalonado entre 300 e 2000. Na gama de Reynolds de interesse para este trabalho (que como se verá é 5×10^3 a 3×10^4) apenas apresenta uma expressão para feixes alinhados 1.25×2.0 válida desde $Re_{mx} = 1000$ até 4×10^5 e aplicável para cálculo da transferência de calor na zona posterior de recirculação:

$$Nu = 0.114 Re_{mx}^{0.7} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad (3.1)$$

Nesta correlação, e em todas as que se apresentarão de seguida, as propriedades físicas intervenientes no número de Reynolds, Re_{mx} (ou Re_{ω}), número de Prandtl, Pr , e número de Nusselt, Nu , devem ser calculadas à temperatura do fluido exterior. Este processo é o actualmente seguido pela generalidade dos autores, embora nem sempre tenha sido assim, uma vez que as correlações mais antigas usavam diversas temperaturas além desta.

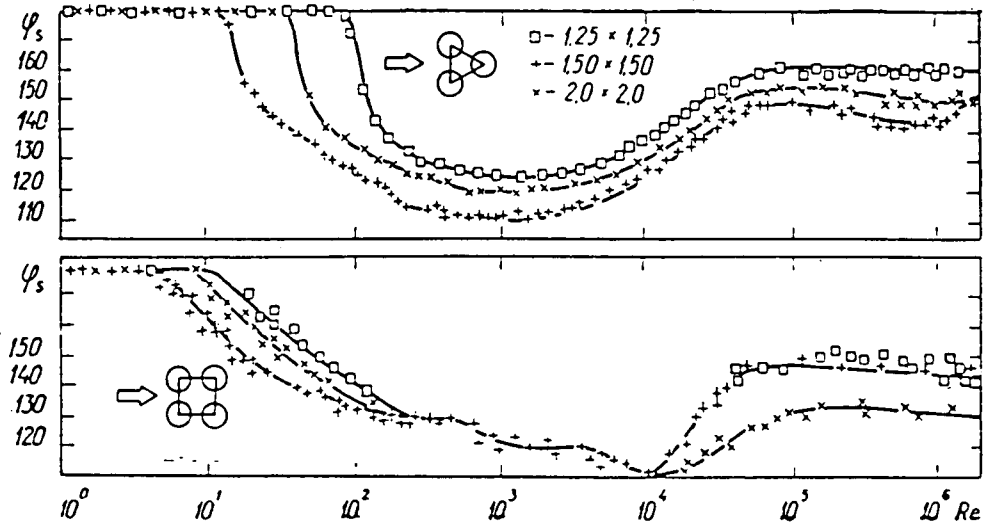


Figura 3.5: Localização dos pontos de separação da camada limite em função do Reynolds, Re_{mx} [29].

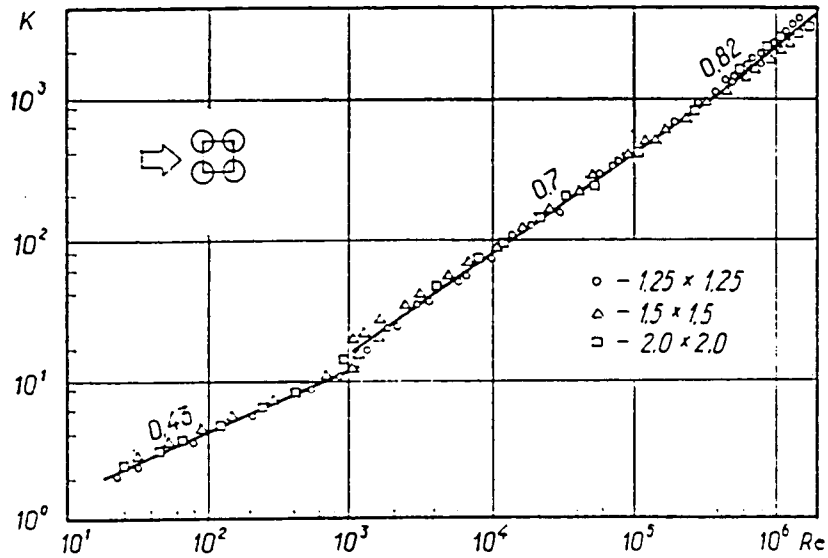


Figura 3.6: Transferência de calor na zona posterior de recirculação em feixes alinhados simétricos [29].

$$K = Nu \frac{Pr^{-0.36}}{R} \quad (Pr/Pr_w)^{-0.25}$$

Nu - Nusselt baseado no comprimento da zona de recirculação medido entre a separação e o ponto crítico posterior

A temperatura média do filme, considerada como a média aritmética entre a do fluido exterior e a da parede, e a temperatura da parede eram as escolhidas mais frequentemente. Tal como observou Zukauskas [28,29] este facto é responsável por diferenças importantes entre os valores calculados pelas diversas expressões. Nas mais recentes, o efeito da direcção de transferência de calor e do gradiente de temperaturas é levado em linha de conta através da introdução do quociente entre o Prandtl calculado à temperatura exterior e o mesmo número determinado à temperatura de parede.

Para feixes alinhados mas com passos transversal e longitudinais iguais (1.25 a 2.0) ainda Zukauskas apresenta um ábaco (figura 3.6) aplicável numa larga gama de Reynolds. A transferência de calor é neste caso função do comprimento da zona de recirculação, R , que é a dimensão característica do Nusselt. Todas estas expressões e o gráfico são apenas aplicáveis a filas interiores.

No ponto de estagnação frontal de um tubo da primeira fila os coeficientes de transferencia de calor podem ser estimados com base na seguinte expressão obtido para cilindros isolados em regime subcrítico [28]:

$$Nu = 1.11 Re^{0.5} Pr^{0.35} (Pr/Pr_w)^{0.25} \quad (3.2)$$

válida para intensidades de turbulência inferiores a 1% .

Kostic e Oka [14] concluíram que o coeficiente local de transferência de calor no ponto de reatância da camada livre no

segundo cilindro é proporcional a $Re^{0.55}$ se $Pl > 2.7$. Se este passo for inferior a 2.7 o expoente do nº de Reynolds é 0.67.

Os resultados de Achenbach [3] mostram que o valor máximo de Nusselt, correspondente ao fim da transição e ao início da turbulência, é proporcional a $Re^{0.8}$, tanto para o feixe escalonado como para o alinhado.

3.2. COEFICIENTES MÉDIOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A transferência global em torno de um cilindro encontra-se muito mais bem estudada, existindo, para as filas interiores de um feixe, um grande conjunto de correlações aplicáveis a ambos os feixes e praticamente em qualquer nº de Reynolds alcançável em laboratório bem como numa larga gama de números de Prandtl. O efeito do passo é algumas vezes incluído nas correlações através de um parâmetro específico. Outras vezes existem expressões para os diferentes passos, por exemplo, para feixes simétricos e não simétricos ou para feixes muito ou pouco compactos [29]. Na gama de nº de Reynolds de interesse para o trabalho, as correlações sugeridas por Zukauskas [29] são as seguintes:

feixes escalonados, filas interiores, $Pt/Pl < 2$,
 $10^3 < Re_x < 2 \times 10^5$:

$$Nu = 0.35 (Pt/Pl)^{0.2} Re_x^{0.6} Pr^{0.36} (Pr/Pr_w)^{0.25} \quad (3.3)$$

feixes alinhados, filas interiores, $10^3 < Re_x < 2 \times 10^5$:

$$\text{Nu} = 0.27 \text{ Remx}^{0.63} \text{ Pr}^{0.36} (\text{Pr}/\text{Prw})^{0.25} \quad (3.4)$$

O expoente do número de Reynolds corresponde bastante bem com o encontrado por Kostic e Oka [14] em experiências com dois cilindros. Estes autores obtiveram 0.6 para $\text{Pl} > 2.7$ e .67 para $\text{Pl} < 2.7$.

O aumento da transferência de calor da primeira fila para as interiores é função não só do nº de Reynolds como também de ambos os passos. Zukauskas considera que feixes cujo produto $\text{Pl} \times \text{Pt}$ seja inferior a 1.25×1.25 deverão ser considerados compactos. Se for superior a 2.0×2.0 serão pouco compactos. Os casos intermédios são medianamente compactos. Para feixes alinhados pouco compactos a transferência de calor na primeira fila representa 65% da de filas interiores, para uma gama de Reynolds limitada por 1000 e 2×10^5 . Em feixes escalonados com $\text{Pl} > \text{Pt}$ esta diferença vale $\approx 40\%$ para $\text{Remx} = 200$ atingindo 65% para Reynolds mais elevados.

3.3 MÉTODOS EXPERIMENTAIS DE OBTENÇÃO DE COEFICIENTES LOCAIS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

O método de Winding e Chiney [23] consistia em expor tubos de naftaleno à passagem do ar o que levava à sua sublimação parcial. Posteriormente determinava-se a massa perdida bem como a variação do diâmetro do cilindro nas várias posições angulares. Usando a analogia de Chilton e Colburn para transferência de calor e massa determinavam então os coeficientes locais de

transferência de calor. Apesar de a variação de diâmetro ser pequena (entre 0.3 e 1.3 mm) os perfis de velocidade em torno do um cilindro não poderiam deixar de ser afectados.

Todos as técnicas que se descrevem a seguir consistem em instrumentar um cilindro (termopares ou sensores de calor) que é colocado no feixe na posição desejada. A transferência de calor efectua-se do cilindro para o fluido exterior sendo o tubo instrumentado o único aquecido. Zukauskas [29], Murray e Fitzpatrick [17], Boulus e Pei [18] apontaram a importância da condição fronteira nos valores do coeficientes de transferência de calor que, em média, são 15-20% mais elevados com fluxo de calor na parede constante relativamente a temperatura de superfície constante.

Achenbach [1,3] efectuou testes a temperatura de parede constante usando um tubo de cobre de parede grossa (espessura 25 mm e diâmetro exterior 147 mm). Conseguiu variações de temperatura na parede inferiores a 5%, valor que conseguiu confirmar analiticamente. O tubo consistia numa parte central de cobre aquecida electricamente e duas partes laterais de material isolante de forma a minimizar a condução axial de calor. Inserida na parte central, e dela isolada com um anel de cola de epoxi com 1 mm de espessura, encontrava-se o sensor local que não era mais do que um pequeno taco de cobre separadamente aquecido e com um termopar para leitura da temperatura de superfície. Este sensor era mantido à mesma temperatura da superfície do cilindro o que era conseguido medindo a temperatura desta e variando a alimentação eléctrica ao sensor em função da diferença de temperaturas.

Figueiredo e Viegas [19] usaram um processo semelhante ao de Achenbach mas em que as duas partes laterais eram também aquecidas de forma a manterem a mesma temperatura da parte central. O sensor consistia neste caso numa pequena fita de prata.

Kraabel, Baughn e McKillop [5] construíram um cilindro muito próximo do de Achenbach mas em que se usava um termopar diferencial para controlar a condição fronteira.

Baughn e outros [6] usaram uma folha plástica muito fina coberta por uma camada de ouro e aquecida electricamente. Este conjunto era colocado sobre o tubo feito de material sintético, usando-se um termopar para medir a temperatura de parede. Desta forma obtiveram fluxo de calor na constante.

Murray e Fitzpatrick [7] usaram um sensor de calor colado com epoxi à superfície exterior de um tubo de cobre de parede grossa com 25 mm de diâmetro exterior. No interior do cilindro existia uma resistência eléctrica responsável pelo aquecimento do conjunto. Com este sistema conseguir-se-ia uma distribuição circunferencial de temperaturas constante a menos de 3%. O sensor era composto por três camadas de "kapton" entremeadas por duas termopilhas de cobre-constantan. O fluxo de calor pelo sensor origina uma diferença de temperaturas medida pelas duas termopilhas. O sinal de saída do sensor em μV é proporcional a essa diferença de temperaturas e portanto ao fluxo de calor. Mede-se a temperatura abaixo da primeira camada de "kapton" o que permite calcular a temperatura de superfície por um processo não especificado pelos autores.

Kostic e Oka [14,15] usaram uma resistência eléctrica enrolada em torno de um tubo de vidro. Este conjunto é colocado

no interior de um tubo metálico com 100 mm de diâmetro exterior e 1 mm de parede, medindo-se a temperatura de superfície com um termopar. De forma a evitar a condução circunferencial de calor abrem-se dois rasgos longitudinais em torno do termopar usando-se epoxi como material de enchimento. Obter-se-ia assim fluxo de calor constante. Este foi o processo seguido também por Norberg e outros [18], assim como por Perkins e Leppert [19] embora estes últimos não tenham aberto os rasgos citados. Hanarp e Sunden [12] colocaram vários termopares em diferentes posições axiais e circunferenciais.

Zukauskas [28] usou um varão de um plástico reforçado a fibra de vidro que envolveu com uma folha de constantan de 0.1 mm de espessura (ou com um tubo de aço inox de espessura 0.25 mm em ensaios a velocidades mais elevadas) aquecida por passagem de corrente electrica. Este sistema demonstrou assegurar um fluxo de calor constante. Para medir a temperatura de superfície soldaram-se termopares à face interior da folha (ou do tubo) e os valores obtidos corrigidos.

4. INSTALAÇÃO E MÉTODOS EXPERIMENTAIS

4.1. CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Como se explicou em 3.1., o estudo dos coeficientes de transferência de calor em feixes de tubos tem sido feito de duas formas diversas, uma que consiste na montagem de modelos experimentais muito simples compostos por dois e três cilindros, e outra em que se efectuam ensaios em pequenos feixes. Uma vez que o objectivo inicial deste trabalho consistia na comparação dos coeficientes locais de transferência de calor nos dois tipos de feixe mais usados (alinhado e escalonado) e no efeito da posição tubo no feixe, optou-se naturalmente pela última abordagem.

De acordo com o que tem sido seguido pela quase totalidade dos investigadores, os coeficientes locais de transferência de calor são medidos através de um tubo devidamente instrumentado e que será o único aquecido no feixe. Rodando este tubo obtém-se a distribuição circunferencial dos coeficientes e colocando-o em diversas posições no feixe determinar-se-á a variação da transferência de calor entre filas. De acordo com as considerações do capítulo anterior o fluido escolhido foi a água. De forma a obter a dependência dos coeficientes relativamente ao número de Reynolds efectuaram-se ensaios a diversos caudais.

Embora a intensidade de turbulência condicione fortemente a transferência de calor na primeira fila do feixe [29], não foi

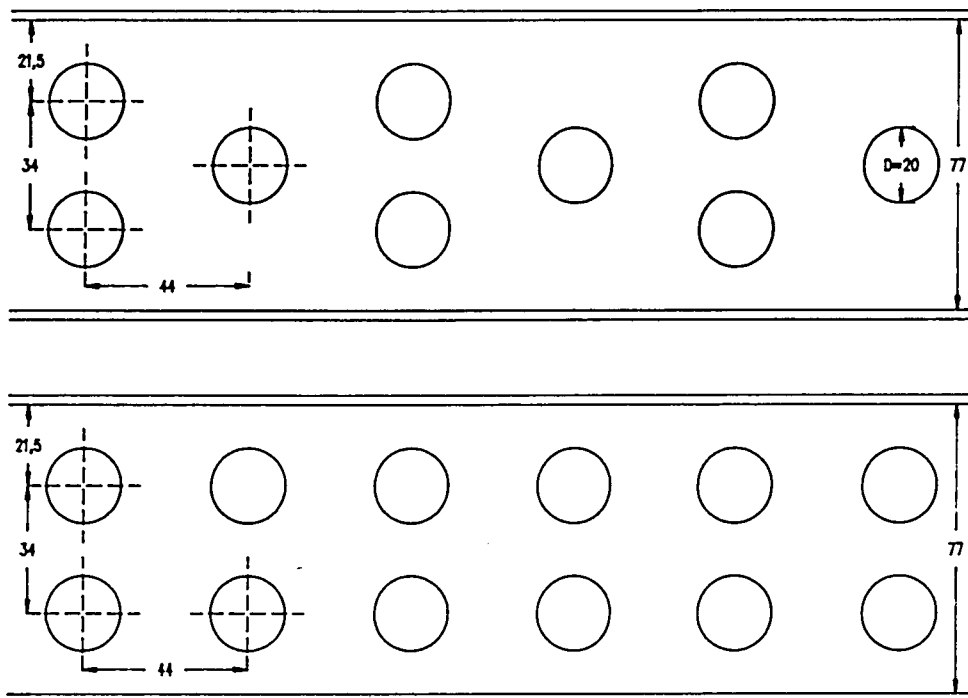


Figura 4.1: esquema dos feixes usados nos ensaios
(dimensões em mm)

possível efectuar essa medição por falta de equipamento adequado. Procurou-se reduzi-la como se verá em 4.4 e de facto, os resultados experimentais obtidos no bordo de ataque de um cilindro da primeira fila parecem não demonstrar a existência de turbulência significativa (ver 6.1.3.).

4.2. DESCRIÇÃO DOS FEIXES ESTUDADOS

Dois tipos de feixes foram estudados: o alinhado e o escalonado.

O diâmetro exterior escolhido para os tubos foi 20 mm, dimensão esta que se encontra dentro da gama de tamanhos normalmente usada em permutadores de calor. Afim de ser possível

a comparação entre os resultados de ambos os feixes, os passos longitudinais e transversais foram iguais nos dois permutadores. Assim trabalhou-se com $P_l=2.2$ e $P_t=1.7$, que são valores correntes e ao mesmo tempo diferentes daqueles que o autor encontrou na bibliografia. A razão para a escolha de feixes não simétricos prende-se com a menor frequência de resultados experimentais em feixes deste tipo comparativamente aos simétricos. Na figura 4.1 encontram-se esquematicamente representados os dois feixes.

Algumas considerações devem ser feitas relativamente às características destes.

Como se viu no capítulo 3, a generalidade dos autores afirmam que a partir da terceira ou quarta fila as características de transferência de calor dos tubos já não variam. Assim programaram-se medidas para as quatro primeiras filas o que levou a que se construíssem os permutadores com seis filas de forma a evitar interferência do termo do permutador.

No feixe escalonado, a segunda, quarta e sexta fila apenas possuem um tubo, enquanto que as restantes três têm dois. Seguindo o procedimento de Winding e Chiney [13] poder-se-ia ter colocado dois meios tubos em cada uma das filas pares. No entanto optou-se por não o fazer, apesar de ser uma forma de reduzir caminhos preferenciais e manter iguais os factores de bloqueio em todas as filas. Com o presente permutador além de se poder analisar a evolução dos coeficientes nas várias filas, poder-se-á também ficar com uma ideia sobre a variação da transferência de calor no extremo de um feixe escalonado onde forçosamente existe sempre uma descontinuidade.

Nos permutadores usados existem apenas dois tubos em cada fila o que se deve por um lado à limitação de espaço (um permutador maior implica que toda a instalação associada cresça) e por outro à necessidade de aproveitar equipamentos que já existiam no Laboratório de Tecnologia do Instituto Superior de Engenharia do Porto, nomeadamente bomba de circulação de água, tanques e máquinas frigoríficas. Dado que se pretendia efectuar ensaios até a um Reynolds intermédio (≈ 30000), a construção de permutadores de grande secção exigiria naturalmente maiores caudais, maior capacidade de armazenagem de água e elevada capacidade frigorífica, uma vez que aquela circula em circuito fechado. A secção da conduta do permutador é quadrada (77 mm) sendo integralmente construída em polimetacrilato de metilo ("Perspex"). Este material, sendo transparente, apresenta a vantagem de permitir visualizar o interior do permutador, o que se mostrou especialmente útil na detecção de acumulação de bolhas de ar sobre os tubos aquecidos ou quando, nos caudais mais baixos, ar entrava no sistema por alguma pequena fissura ou flange mal apertada.

Todos os tubos eram de cobre, à excepção do instrumentado que era de latão (67% de cobre e 33% de zinco). A fixação destes ao permutador fez-se através de buçins do mesmo material da conduta e colados a esta, sendo a vedação assegurada por "orings" de "hypalon" resistentes a alta temperatura. Este sistema permite a fácil desmontagem e rodagem dos tubos.

4.3 TUBO INSTRUMENTADO

No subcapítulo 3.3. fez-se uma revisão aos vários processos de determinação de coeficientes locais de transferência de calor que têm sido usados por alguns dos investigadores.

Geralmente os tubos são idealizados e construídos de forma a obter-se à superfície dos mesmos (de uma forma aproximada) uma dada condição fronteira: fluxo de calor constante ou temperatura constante.

Em grande parte dos processos o meio de aquecimento é uma resistência eléctrica colocada no interior do tubo. Melo [16] frisa bem as dificuldades que teve usando este processo dada a falta de uniformidade de dissipação de calor (axial e circunferencial) num tubo com uma resistência no interior.

A condução circunferencial de calor, particularmente importante em ensaios a fluxo de calor constante, é por vezes esquecida, e por outros contabilizada por processos que não são explicados.

Por último, a utilização de sensores de transferência de calor colados às superfícies cilíndricas levanta várias objeções designadamente a perturbação das camadas limites térmica e hidrodinâmica e a criação de zonas frias sobre o tubo devido à resistência térmica adicional provocada pelo material do próprio sensor e da própria cola.

Como se vê, os vários processos têm limitações, não sendo alguns fáceis de adaptar à pequena dimensão seleccionada para o tubo no presente trabalho. Por outro lado, outros requerem processos elaborados de construção.

No presente caso interessava uma solução simples e que à partida não levantasse objecções importantes. Por outro lado, optou-se também por não impor uma condição fronteira estudando o cilindro tal como ele se comporta na realidade nos permutadores.

Como meio de aquecimento usar-se-á uma corrente de água quente circulando a alta velocidade no interior do tubo instrumentado, de forma a que a sua temperatura seja praticamente igual à entrada e saída. O tubo foi feito de latão tendo 4 mm de espessura de parede. No interior da parede aplicaram-se dois termopares em posições radiais diferentes, mas na mesma posição axial (no meio do tubo) e angular (figura 4.2). Rodando o tubo obtem-se a distribuição circunferencial de temperatura em duas posições radiais diferentes, ou seja:

$T(\theta, r_1)$ para $r = r_1$ (posição radial do 1º termopar)

$T(\theta, r_2)$ para $r = r_2$ (posição radial do 2º termopar)

Como se verá no capítulo 5., com estas distribuições é possível obter a distribuição de temperatura na parede do cilindro e portanto a temperatura e gradiente na parede exterior o que possibilita o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção.

Para se aplicarem os termopares começava-se por abrir um furo de 5 mm de diâmetro na parede do tubo exactamente no centro do mesmo. Seguidamente executava-se um cilindro em latão de 5 mm de diâmetro e também 5 mm de altura no qual se abriam dois furos de 0.3 mm de diâmetro e 3.5 mm de profundidade, espaçados 2 mm. Estes furos serviriam para introduzir os termopares tipo J de 0.1 mm de diâmetro em cada condutor. Esse cilindro era então colocado

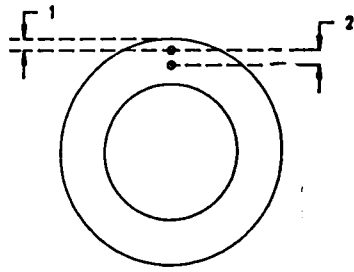


Figura 4.2: Localização dos termopares
(dimensões em mm)

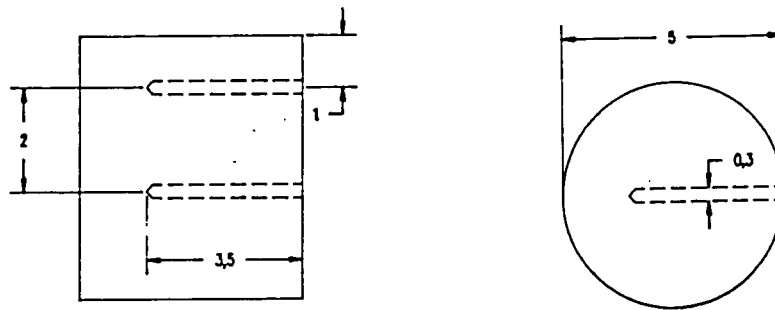


Figura 4.3: Cilindro de latão
encrustado na parede do tubo
(dimensões em mm)

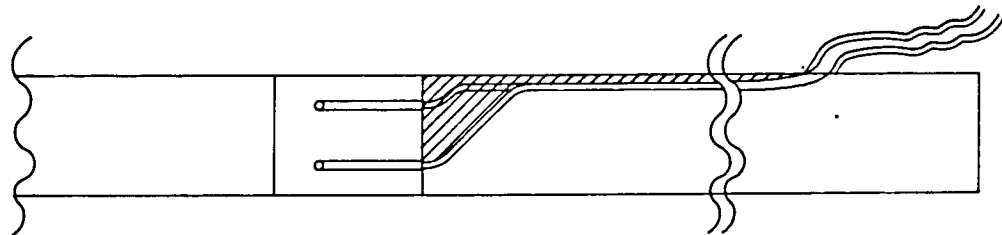


Figura 4.4: Disposição dos fios dos termopares ao longo
da parede do tubo

no furo e as suas dimensões ajustadas à curvatura da parede interior e exterior do tubo (figura 4.3). No tubo eram abertos dois rasgos para passar os fios do termopar tal como se mostra na figura 4.4. Após soldar a estanho o cilindro ao tubo colocavam-se os termopares nos pequenos furos do cilindro tendo o cuidado de preencher os espaços vazios com massa térmica de enchimento ($k=2$ W/mK). Com "Araldite" enchia-se o rasgo e polia-se finalmente o conjunto.

4.4. DESCRIÇÃO GERAL DA INSTALAÇÃO EXPERIMENTAL

Na figura 4.5 apresenta-se um esquema da instalação experimental. Devem-se diferenciar os dois circuitos existentes: um para a água quente que circula no tubo instrumentado do permutador e outro para a fria que escoará em fluxo perpendicular aos cilindros do mesmo. A figura supracitada apenas respeita a este último.

No circuito de água quente existe um tanque de poliéster reforçado a fibra de vidro (PRV) de 80 l de capacidade e devidamente isolado com manta de lã de vidro (densidade 50 Kg/m³ e espessura 50 mm) coberta com folha de alumínio. O aquecimento da água fazia-se por intermédio de duas resistências de 2500 W cada alimentadas por um bloco de tiristores, sendo a temperatura medida por um termopar tipo J. O controlo do sistema era assegurado por controlador digital PID (a funcionar em "auto tunning") que alimentava um sinal de 4 a 20 mA à unidade de tiristores. A temperatura da água recolhida para os ensaios foi

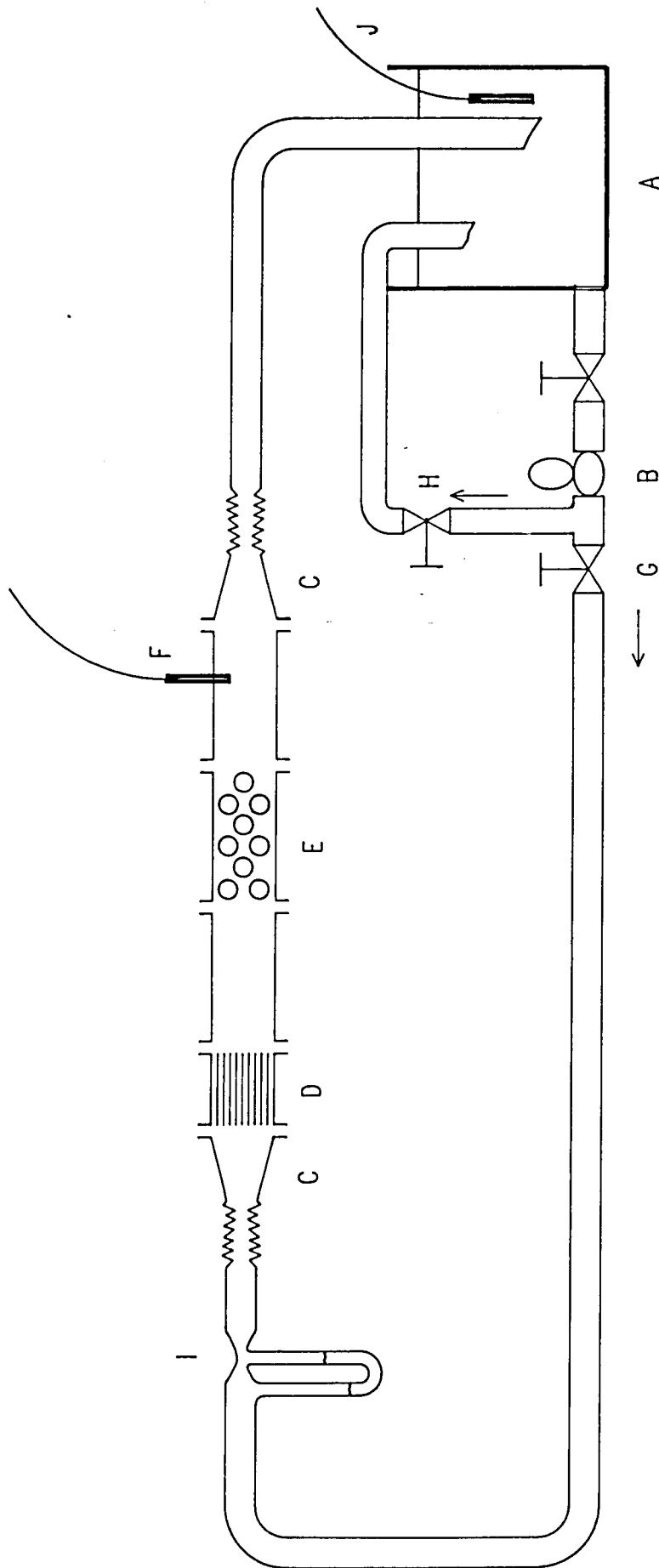


Fig.45 - Esquema da instalacao experimental
(circuito de agua fria)

LEGENDA:

- A - Tanque
- B - Bomba
- C - Transicao circular/quadrado
- D - Seccao de regularizacao do perfil de velocidade e eliminacao de turbulencias
- E - Permutador de fluxo cruzado
- F,J - Sonda termopar
- G,H - Valvulas
- I - Venturi

de 65°C mantida por este sistema entre 64.9° e 65.1°C.

Uma bomba (debitando cerca de 2 m³/hr) de montagem em linha circulava a água do tanque para o permutador e deste novamente para o tanque. A tubagem de ligação deste à bomba era de latão de 1" de diâmetro nominal e ligações roscadas. O restante circuito efectuava-se em mangueira de borracha sintética. Todas as tubagens se encontravam isoladas com espuma de poliuretano em coquilha.

No circuito de água fria existia igualmente um tanque de retenção (A) também de PRV mas de 250 l de capacidade. Um circulador centrífugo de montagem em linha (B) bombava a água através de uma tubagem de PVC de 1½" de diâmetro nominal para a uma conduta quadrada de 77 mm de lado interno integralmente construída com um material tipo "Perspex". Nas condições da instalação experimental esta bomba debitava no máximo ≈12.4 m³/hr. A entrada e saída da conduta faziam-se por duas transições de secção circular/quadrada ainda do mesmo material (C). A conduta era composta pelos seguintes elementos:

(D) - secção de eliminação de turbulências e uniformização do perfil de velocidades composta por um feixe de 5x5 tubos de 15 mm de diâmetro exterior, 2 mm de parede e 22 cm de comprimento [20].

- secções de conduta livre tendo a primeira 40 cm e a segunda 30 cm de comprimento.

(E) - permutador de calor já descrito em 4.2.

Estes elementos ligavam-se por flanges com juntas de borracha flexível.

A transparência do "Perspex" permite a deteção imediata

de entradas de ar e sujidades no sistema além de que se trata de um material muito liso com baixa propensão ao sujamento. No entanto, demonstrou ser um material de elevada fragilidade e de difícil colagem.

A montante e jusante da conduta instalaram-se tubos flexíveis de borracha de forma a evitar a propagação de vibrações ao permutador.

A temperatura da água mediu-se com um termopar tipo J (F) instalado logo a seguir ao permutador.

A variação do caudal efectuava-se por manipulação das válvulas de esfera em PVC representadas na figura por (G) e (H).

O caudal era medido com um medidor de Venturi (I) cujo elemento secundário era um manómetro em U com tetracloreto de carbono, CCl_4 , ou mercúrio no caso de ensaios ao caudal mais elevado permitido pelo sistema. A calibração foi feita por pesagem de água acumulada num tanque, não representado na figura, num determinado lapso de tempo. Foram feitos ensaios para 8 leituras do manómetro de CCl_4 , sendo cada ensaio repetido 5 vezes. No caso do manómetro de mercúrio apenas se efectuou a calibração na leitura do manómetro ensaída no permutador. Estes resultados encontram-se em apêndice.

A água fria ao circular por este sistema sofria aquecimento devido aos seguintes motivos:

- passagem pelo tubo instrumentado no permutador
- aquecimento da bomba
- atrito

Duas máquinas frigoríficas controladas por um controlador on/off com uma histerese de $0.5^{\circ}C$ efectuavam o arrefecimento da

água no tanque de retenção. A temperatura era medida por uma sonda termopar tipo J (J).

As temperaturas na parede do tubo instrumentado, na conduta e em ambos os tanques eram lidas e registadas numericamente num registador marca YEW modelo 3087 com compensação automática de temperatura e precisão de 0.1°C . A reprodutibilidade das leituras era verificada periodicamente com a instalação em frio. A calibração, também periódica, foi feita por comparação com um termómetro de mercúrio de precisão 0.1°C .

Afim se evitarem processos de corrosão dissolveu-se na água (quente e fria) 1 g/l de cromato de potássio e ajustou-se o pH a 8.0 com carbonato de sódio.

4.5. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Segue-se a descrição do procedimento para a execução dos ensaios de transferência de calor:

- coloca-se o tubo instrumentado no feixe e na posição selecionada, tendo o cuidado de apertar eficientemente os buçins.

- liga-se a bomba da água quente, o bloco de tiristores e o controlador, regulando-se este para 65°C . Uma vez que a parte mais importante do trabalho consistia nas duas temperaturas lidas (T_1 e T_2) no tubo instrumentado procurou-se selecionar uma temperatura da água quente que garantisse valores de $\Delta T = T_1 - T_2$ suficientemente elevados. Com 65°C obtiveram-se diferenças compreendidas entre 1°C e 6.5°C . Temperaturas mais elevadas exigiriam maior capacidade frigorífica (como foi constatado) e

acabavam por não ter reflexo muito importante no valor de T devido à subida da temperatura da água fria.

- liga-se o registador de temperaturas em função leitura; o fabricante aconselha um tempo mínimo de 30 min para aquecimento.

- liga-se a bomba de água fria, ajustando-se o caudal (por manipulação de válvulas) de forma a obter no manómetro acoplado ao Venturi uma dado desnível. Seleciona-se no controlador on/off o valor desejado para a temperatura da água fria, ligando-se de seguida ambas as máquinas frigoríficas. Durante os ensaios constatou-se que a capacidade frigorífica instalada não era suficiente no caso dos caudais mais elevados. De facto a intenção era efectuar todos os ensaios à mesma temperatura (25°C). No entanto o facto mencionado e também a variação da temperatura ambiente levaram a que esta temperatura variasse para os vários ensaios entre 24°C e 29°C. Quando se verificava que a máquina frigorífica não conseguia efectuar o arrefecimento pretendido, subia-se o "set-point" no controlador até que, por força das maiores perdas para o exterior e da menor transferência de calor no permutador, se verificasse que a máquina conseguia controlar a temperatura da água fria.

- quando as temperaturas dos dois fluidos estabilizassem (o que demorava cerca de 90 min se se partisse do frio) rodava-se o tubo instrumentado de forma que os termopares ficassem na posição radial desejada. Esta posição era medida com um transferidor. O registador era então ligado para a função leitura/registo numérico. Após a estabilização da diferença de temperaturas entre os dois termopares do tubo instrumentado (que demorava cerca de 30 min.) faziam-se 15 registos de temperatura (15 min.). No caso

do feixe escalonado as temperaturas nas posições radiais mais avançadas variavam bastante dado que nessas zonas existe uma região de recirculação fortemente instável (formação e libertação de vórtices). Nestes casos optou-se por aguardar 30 min e iniciar posteriormente o registo durante 15 min. Se se verificasse que nas temperaturas lidas existia uma tendência contínua de aumento ou redução prolongava-se o registo por mais 15 min. O tubo instrumentado foi rodado de 0° a 180° com incrementos de 15°.

- findo o ensaio de 180°, variou-se sucessivamente o caudal, a fila e o feixe, repetindo-se este procedimento.

4.6. CARACTERIZAÇÃO DOS ENSAIOS REALIZADOS

Em alguns dos ensaios deslocou-se o cilindro instrumentado na direcção axial 15 mm em ambos os sentidos de forma a avaliar a eventual existência de condução axial. Em nenhum dos casos se obteve variação de temperaturas pelo que se pode considerar apenas transferência de calor nas direcções radial e circunferencial.

Mediram-se temperaturas nas regiões sombreadas da figura 4.6. Para um caudal intermédio efectuaram-se medições nas zonas tracejadas. As temperaturas obtidas foram muito próximas às recolhidas em zonas homólogas (diferenças inferiores a 3%).

Os ensaios efectuados foram os seguinte:

- feixe escalonado

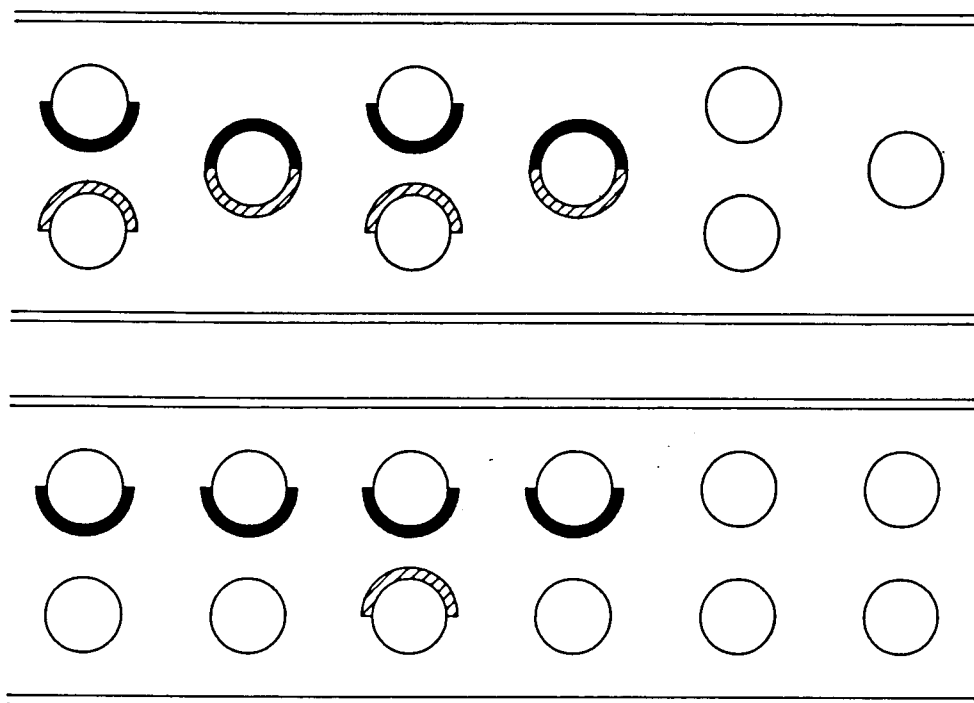


Figura 4.6: localização das zonas de medição

4 primeiras filas

5 caudais correspondentes a 45 mm, 167 mm, 386 mm, 886 mm de desnível no manómetro com CCl₄ e 60 mm com Hg

- feixe alinhado

4 primeiras filas

3 caudais correspondentes a 45 mm e 378 mm de desnível no manómetro com CCl₄ e 60 mm com Hg

Considerando 13 posições radiais diferentes o número total de ensaios realizados foi de 396.

5. MÉTODOS DE CALCULO

Como se viu no capítulo anterior, determinou-se experimentalmente a distribuição circunferencial de temperaturas no interior da parede do cilindro em duas posições radiais diferentes ($r_2=9$ mm e $r_1=7$ mm). Com esta informação é possível obter a distribuição de temperaturas na parede do cilindro considerando estado estacionário e inexistência de transferência de calor na direção axial [15A].

A equação de transferência de calor bidimensional em coordenadas cilíndricas escreve-se:

$$\frac{\delta^2 T}{\delta r^2} + \frac{1}{r} \frac{\delta T}{\delta r} + \frac{1}{r^2} \frac{\delta^2 T}{\delta \theta^2} = 0 \quad (5.1)$$

em que:

T - temperatura

r - coordenada radial

θ - coordenada circunferencial

No presente caso as condições fronteira são as seguintes:

$$r = r_2 \quad T = f_2(\theta) \quad (5.2)$$

$$r = r_1 \quad T = f_1(\theta) \quad (5.3)$$

$$T(r, \theta) = T(r, 2\pi - \theta) \quad (5.4)$$

$$\frac{\delta T(r, \theta)}{\delta \theta} = - \frac{\delta T(r, 2\pi - \theta)}{\delta \theta} \quad (5.5)$$

As duas últimas decorrem de se considerar $\theta=0^\circ$ no ponto crítico frontal do cilindro e existir simetria nas partes superior e inferior do mesmo no que respeita à transferência de calor [3,6,28,29].

Duas das condições fronteira não são homogêneas pelo que o problema deverá ser transformado em dois mais simples, cada um com três condições fronteira homogêneas e uma não homogênea. Seguidamente aplica-se a cada um dos dois casos o método de separação de variáveis somando-se no final cada as duas soluções obtidas (princípio da sobreposição aditiva).

As soluções intermédias são:

$$T_b = B(0) \ln(r/r_2) + \sum_1^{\infty} B(n) \left[(r/r_2)^n - (r/r_2)^{-n} \right] \cos(n\theta) \quad (5.6)$$

obtida com a condição fronteira homogênea $T=0$ para $r=r_2$.

$$T_a = A(0) \ln(r/r_1) + \sum_1^{\infty} A(n) \left[(r/r_1)^n - (r/r_1)^{-n} \right] \cos(n\theta) \quad (5.7)$$

por sua vez obtida com $T=0$ para $r=r_1$.

As constantes $A(n)$ e $B(n)$ são obtidas a partir das distribuições experimentais $f_1(\theta)$ e $f_2(\theta)$ respectivamente. Como se viu no capítulo anterior, em cada ensaio tomaram-se 15 valores para cada uma destas temperaturas, tendo sido consideradas as temperaturas médias para efeitos de determinação destes coeficientes.

A solução final obtem-se somando as duas soluções intermédias resultando a seguinte expressão:

$$T(r, \theta) = C(0) + D(0) \ln(r) + \sum_1^{\infty} \left[C(n) r^n + D(n) r^{-n} \right] \cos(n\theta) \quad (5.8)$$

sendo:

$$C(0) = -A(0) \ln(r_1) - B(0) \ln(r_2) \quad (5.9)$$

$$C(n) = \left[A(n) r_1^{-n} + B(n) r_2^{-n} \right] \quad (5.10)$$

$$D(0) = A(0) + B(0) \quad (5.11)$$

$$D(n) = - \left[A(n) r_1^n + B(n) r_2^n \right] \quad (5.12)$$

Com (5.8) obtem-se então a distribuição de temperatura e o gradiente ($\delta T / \delta r$) na superfície exterior do cilindro.

O fluxo de calor na superfície, q , é dado por:

$$q = -k \left. \frac{\delta T}{\delta r} \right|_{r=r_{ext}} \quad (5.13)$$

sendo k a condutividade térmica do material do cilindro calculada à temperatura de superfície e r_{ext} o raio exterior do tubo.

Considera-se que uma parte deste calor se transfere para o exterior por convecção forçada, q_c , e outra por radiação, q_r . Esta última parcela determinou-se por:

$$q_r = \epsilon \sigma (T_s^4 - T_{\infty}^4) \quad (5.14)$$

em que:

ϵ - emissividade hemisférica total da parede do cilindro

σ - constante de Stephan-Boltzman ($5.676 \times 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-4}$)

T_s - temperatura de superfície em Kelvin

T_∞ - temperatura do fluido exterior em Kelvin

A emissividade usada foi 0.04 [4]. O valor relativo do calor transferido por radiação nunca ultrapassou 0.4%, o que confirma valores da literatura [6].

O coeficiente local de transferência de calor, h , foi seguidamente determinado por:

$$h = \frac{q_c}{(T_s - T_\infty)} = \frac{(q - q_r)}{(T_s - T_\infty)} \quad (5.15)$$

Este cálculo foi efectuado para as 13 posições radiais experimentadas.

Seguidamente calculou-se o factor K local e o número de Frossling local, Fr_{mx} , usando as seguintes expressões:

$$K = Nu Pr^{-0.36} (Pr/Pr_w)^{-0.25} \quad (5.16)$$

$$Fr_{mx} = K Re_{mx}^{-1/2} \quad (5.17)$$

As propriedades físicas intervenientes no número de Reynolds, Nusselt e Prandtl, Pr , foram calculadas à temperatura

média do escoamento exterior. No cálculo de Pr_w a temperatura de referência foi a de parede.

Considerou-se como dimensão característica do Nusselt, Nu , o diâmetro exterior do cilindro.

O número de Reynolds foi calculado com base na velocidade média de escoamento antes do feixe de tubos, U^∞ (Re^∞), ou na velocidade na secção mínima no feixe, U_{mx} (Re_{mx}). No feixe escalonado existe apenas um tubo nas filas pares e dois nas filas ímpares. Neste caso consideraram-se valores para U_{mx} diferentes para ambas as filas.

O valor médio de K no perímetro do cilindro determinou-se por:

$$K_m = \frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} K \, d\theta \approx \frac{\frac{1}{13} \sum K(\theta)}{13} \quad (5.18)$$

Na generalidade das situações optou-se por apresentar os resultados sob a forma de gráficos, encontrando-se em apêndice tabelas com os valores experimentais e os mais importantes valores calculados.

6. RESULTADOS E DISCUSSÃO

6.1. COEFICIENTES LOCAIS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

6.1.1. FEIXE ESCALONADO

Nas figuras 6.1 a 6.5 encontram-se os resultados obtidos no feixe escalonado para vários números de Reynolds, Re_w , compreendidos entre 2400 e 14000. Cada gráfico possui em ordenadas o factor K e em abcissas a posição radial em graus, medida a partir do ponto crítico frontal.

Na generalidade dos casos as características da variação de K com a posição angular para uma dada fila repetem-se para os vários números de Reynolds estudados. O máximo de transferência de calor ocorre sempre (com uma excepção) na parte frontal do cilindro. A recuperação de transferência de calor após a separação é reduzida sendo raro que para $\theta=180^\circ$ o valor local seja superior ao médio.

A) Na primeira fila, exceptuando o caso do nº de Reynolds mais baixo, o máximo de transferência de calor localiza-se, não em qualquer dos pontos críticos, mas sim um pouco mais à frente entre os 35° e 40° (figura 6.6). Com os dados obtidos não é possível tirar conclusões sobre a influência do nº de Reynolds na localização deste máximo, embora seja sintomático o comportamento de K para o Reynolds inferior. O elevado factor de bloqueio na instalação ($F_b=0.52$) deverá ser responsável por este comportamento. A aceleração do escoamento comprime a camada limite e facilita a transferência de calor. Esta é também a

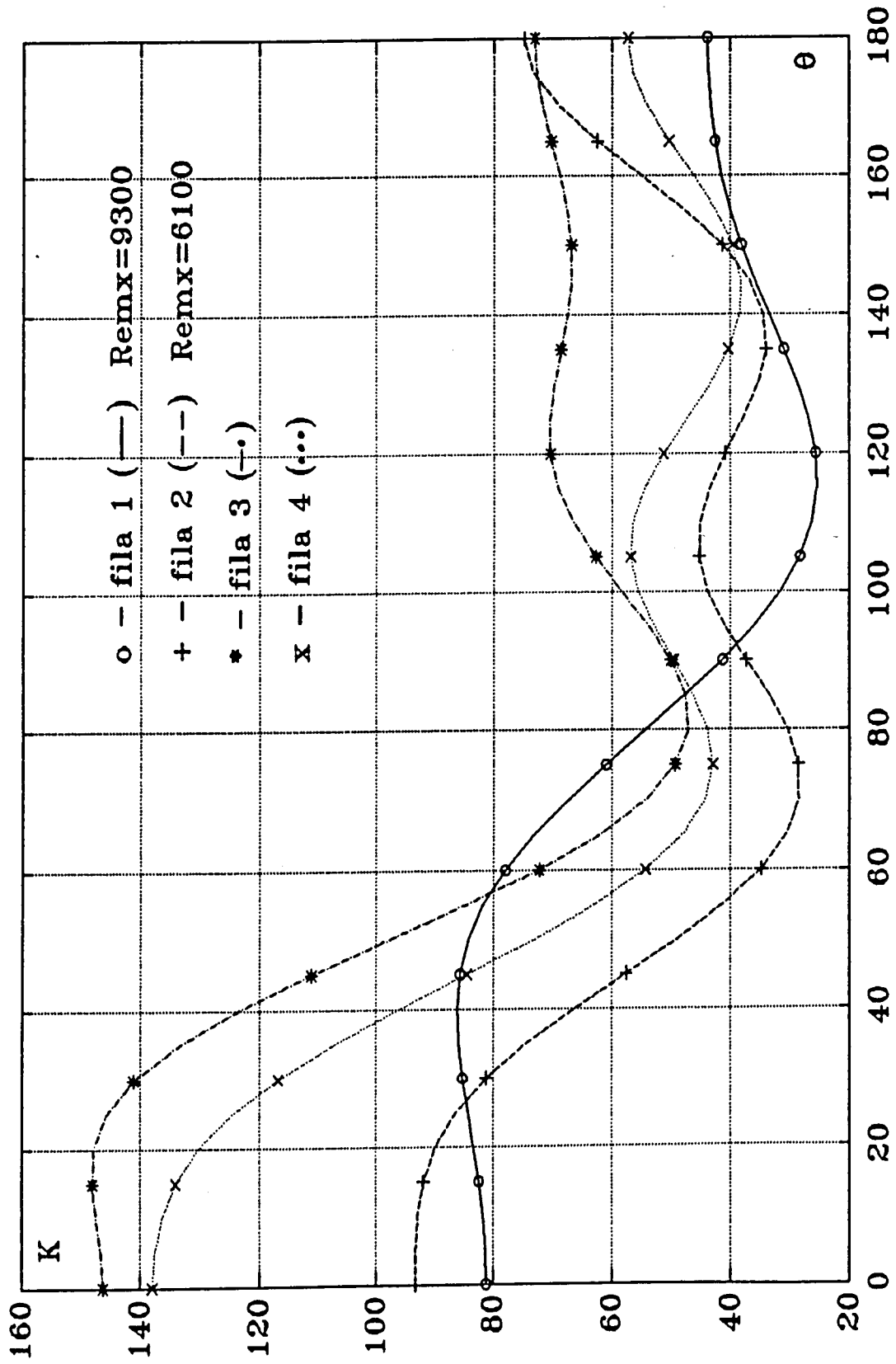


Figura 6.1: $K=f(\theta)$ para $Re_e=4500$ no feixe escalonado

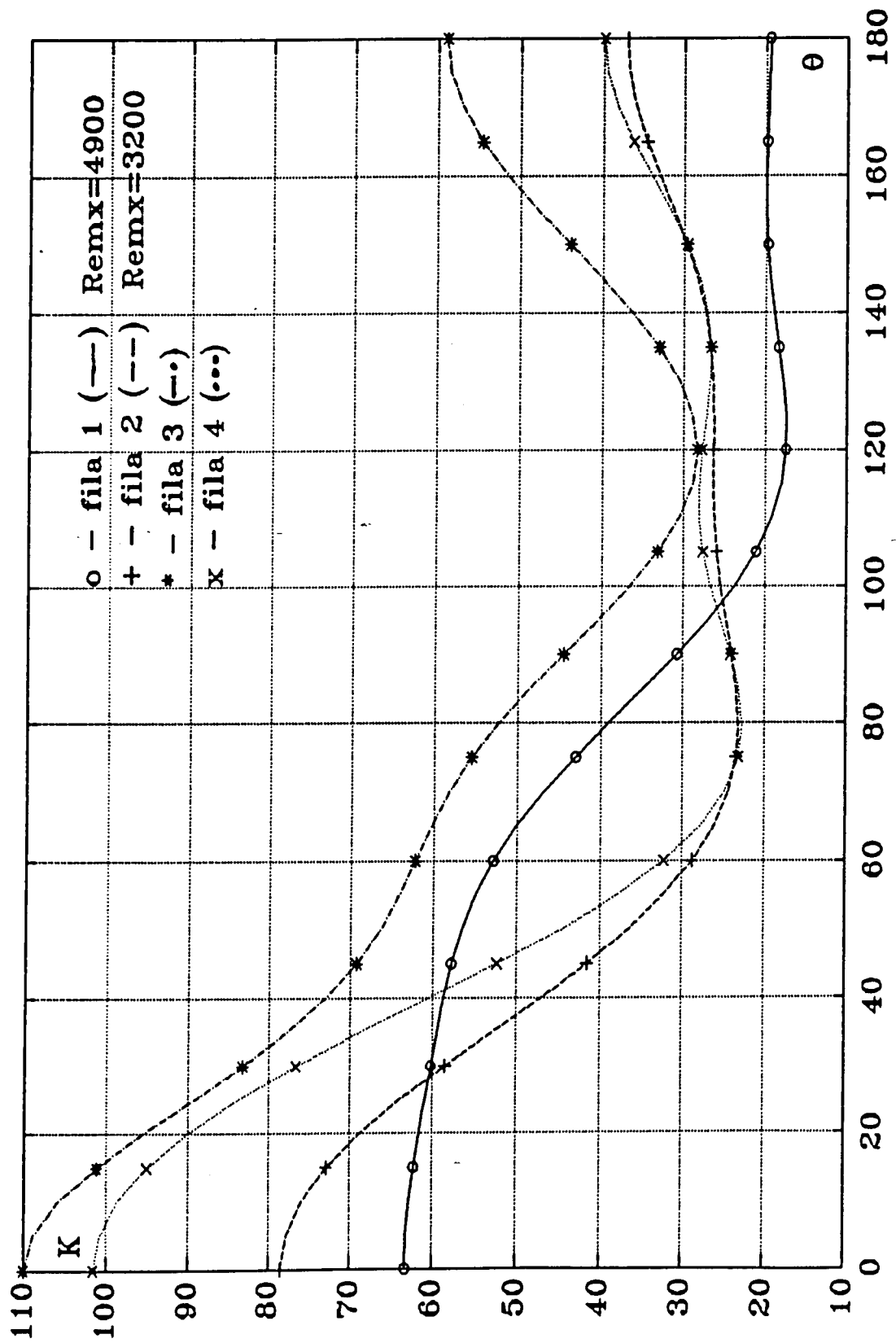


Figura 6.2: $K=f(\theta)$ para $Re_{\omega}=2400$ no feixe escalonado

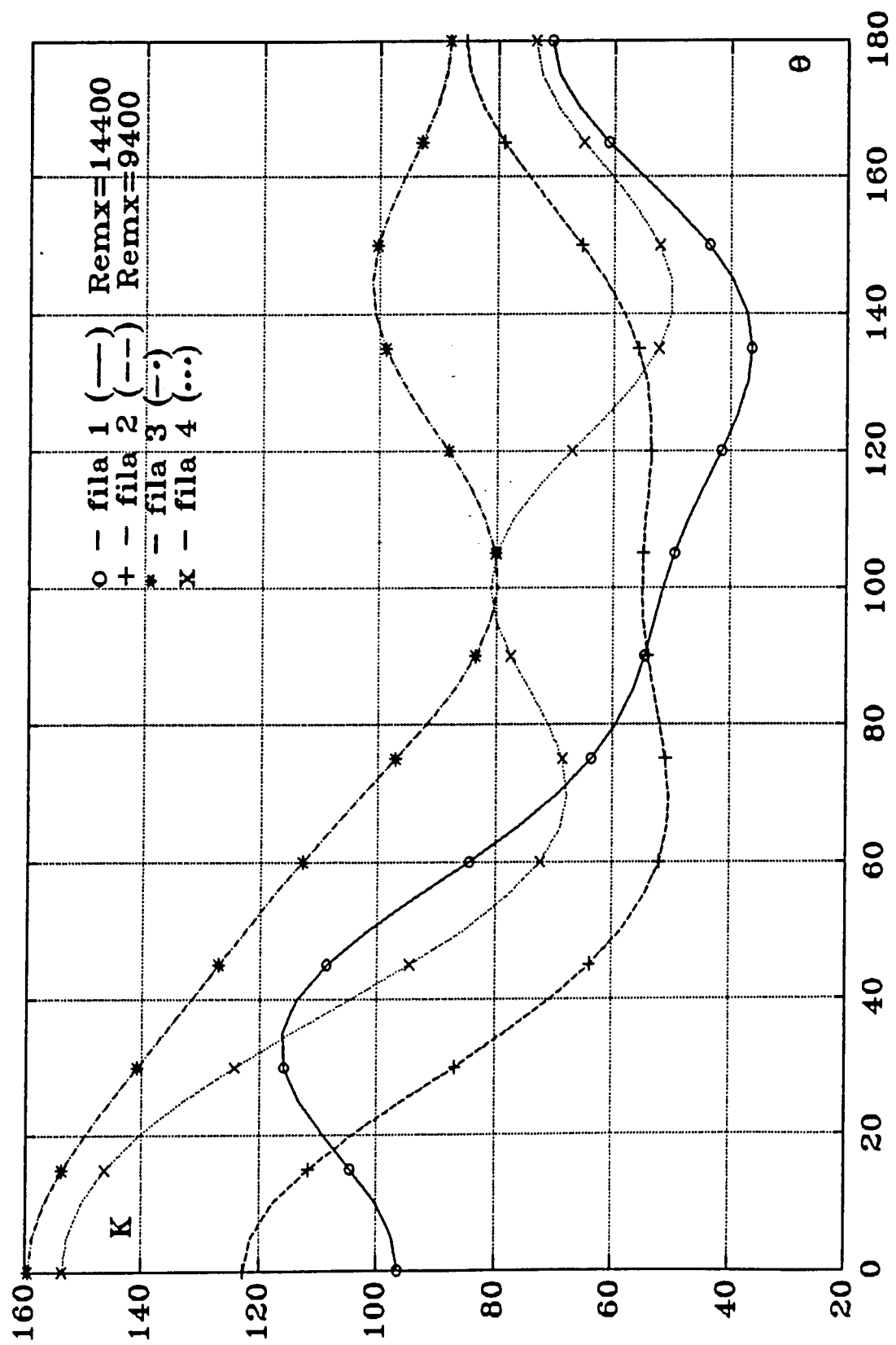


Figura 6.3: $K=f(\theta)$ para $Re_{\infty}=7000$ no feixe escalonado

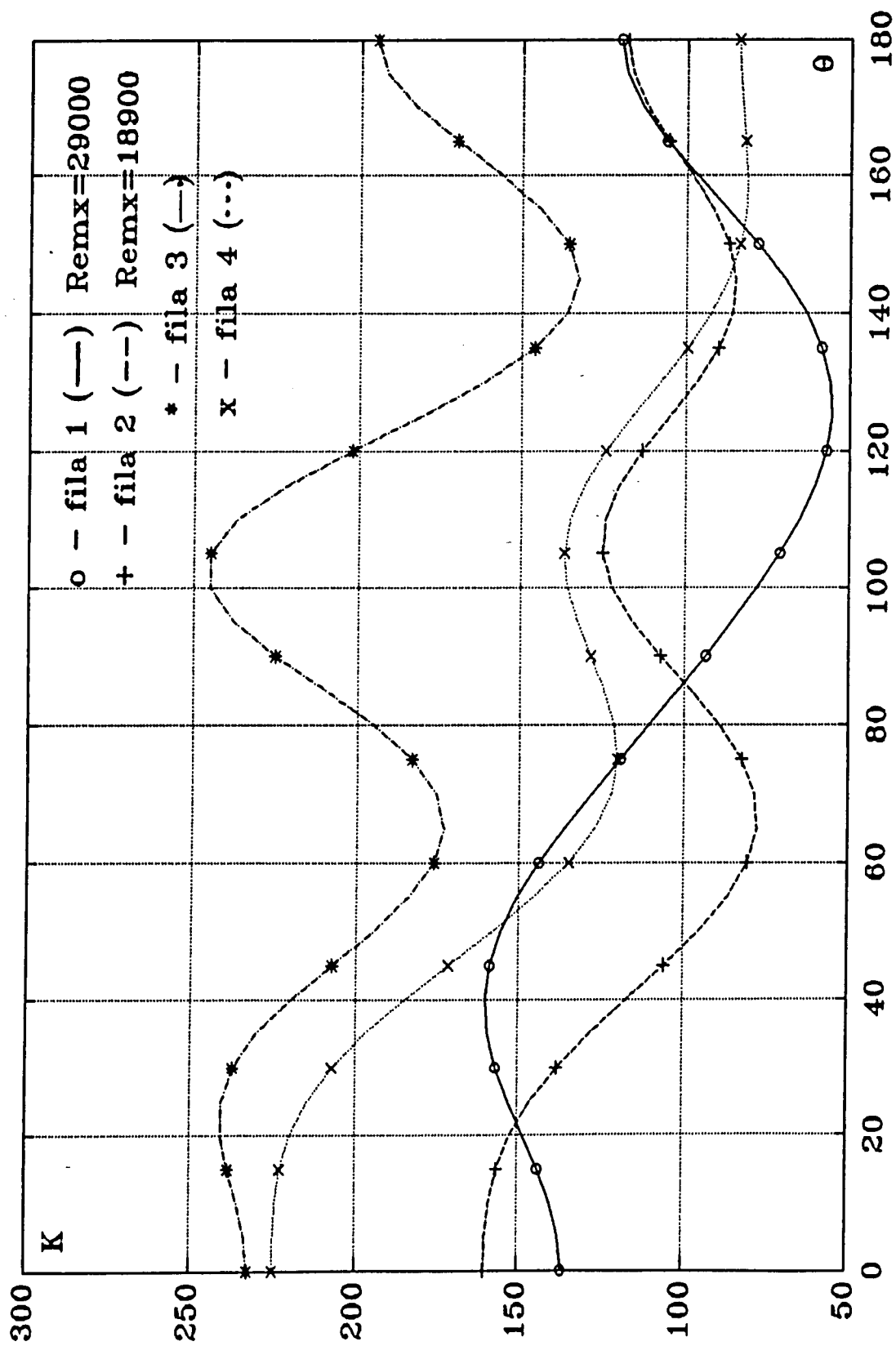


Figura 6.5: $K=f(\theta)$ para $Re_g=14000$ no feixe alinhado

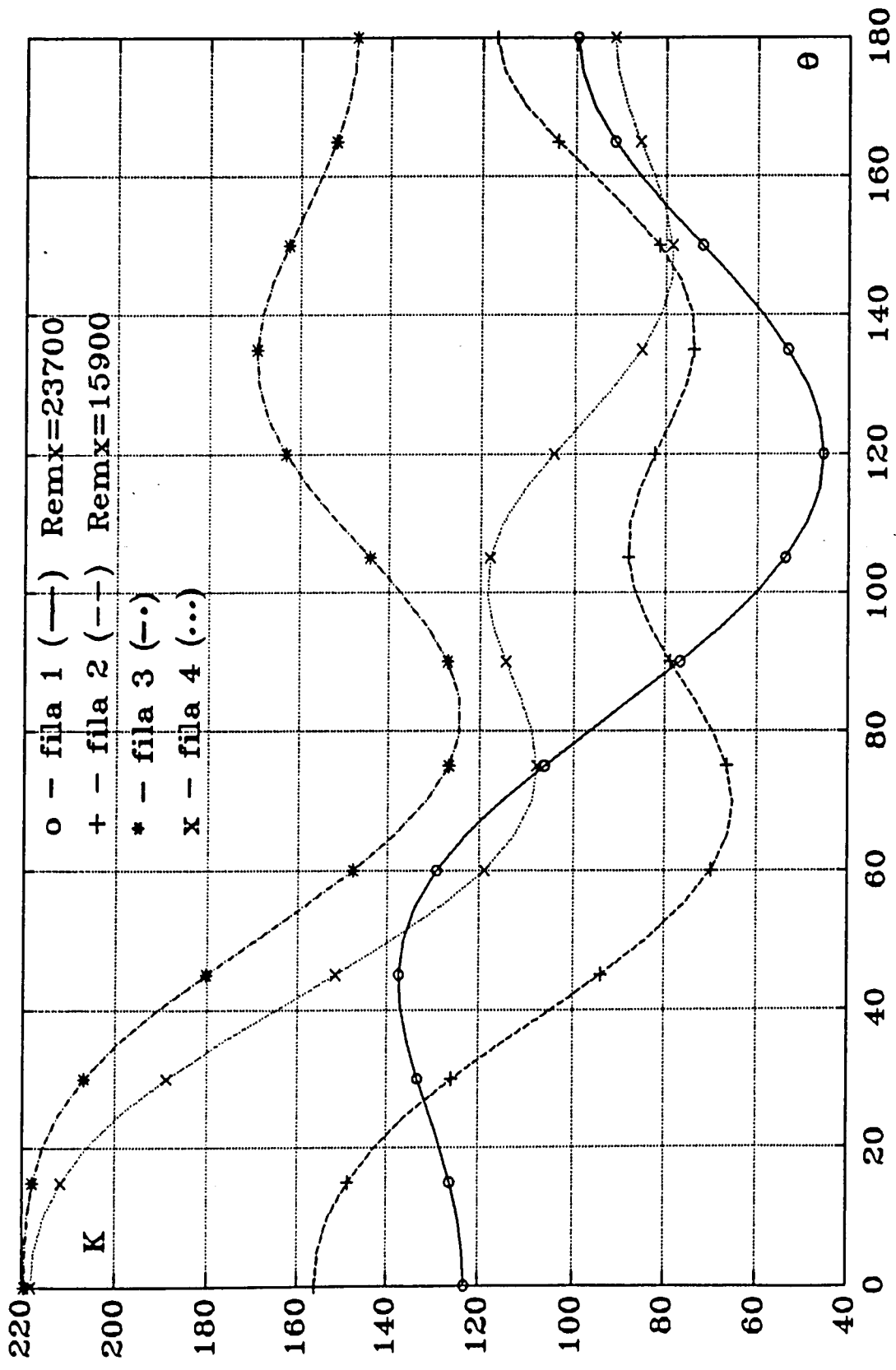


Figura 6.4: $K=f(\theta)$ para $Re_{\infty}=11600$ no feixe escalonado

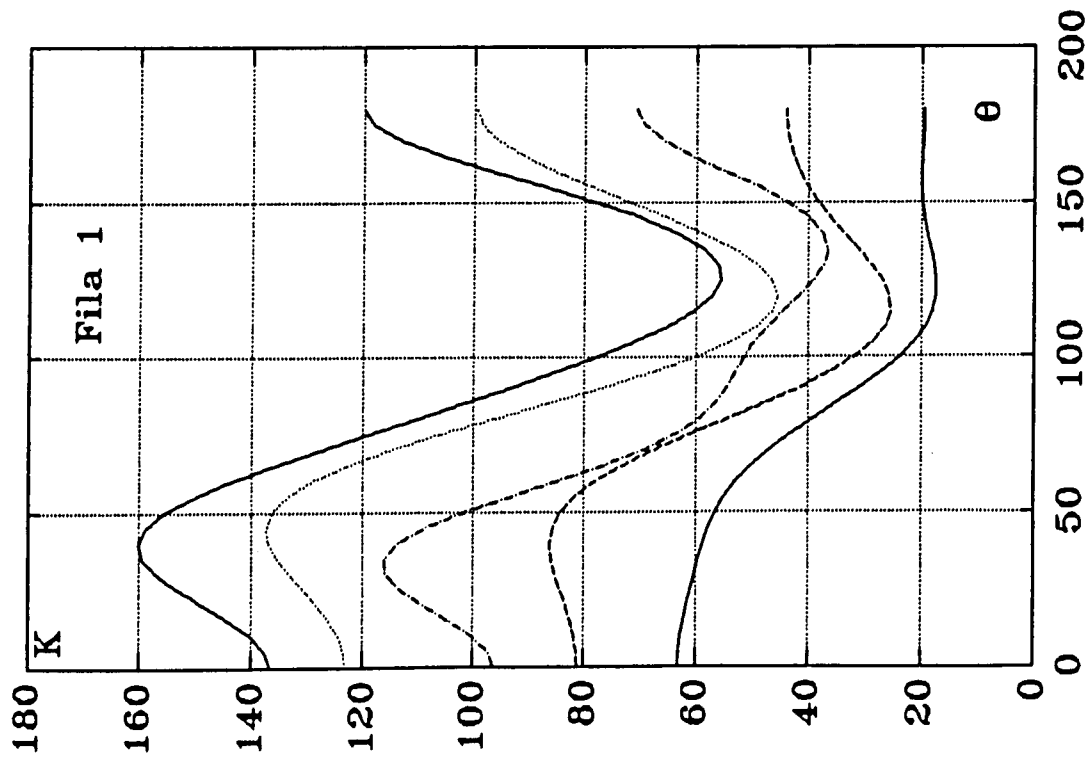


Figura 6.6: $K=f(\theta)$ no feixe escalonado e fila 1: (—)inf - Remx=4900 ; (---) - Remx=9300 ; (· · ·) - Remx=14400 ; (-·-) - Remx=23700 ; (—)sup - Remx=29000

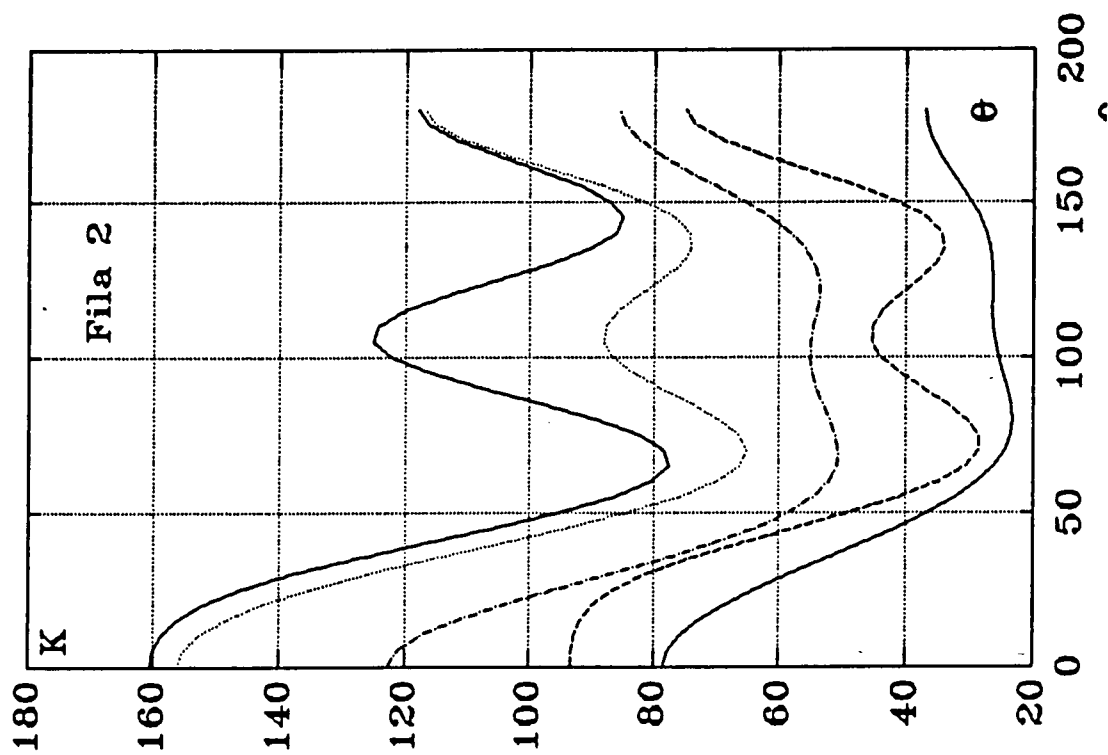


Figura 6.7: $K=f(\theta)$ no feixe escalonado e fila 2: (—)inf - Remx=3200 ; (---) - Remx=6100 ; (· · ·) - Remx=9400 ; (-·-) - Remx=15900 ; (—)sup - Remx=18900

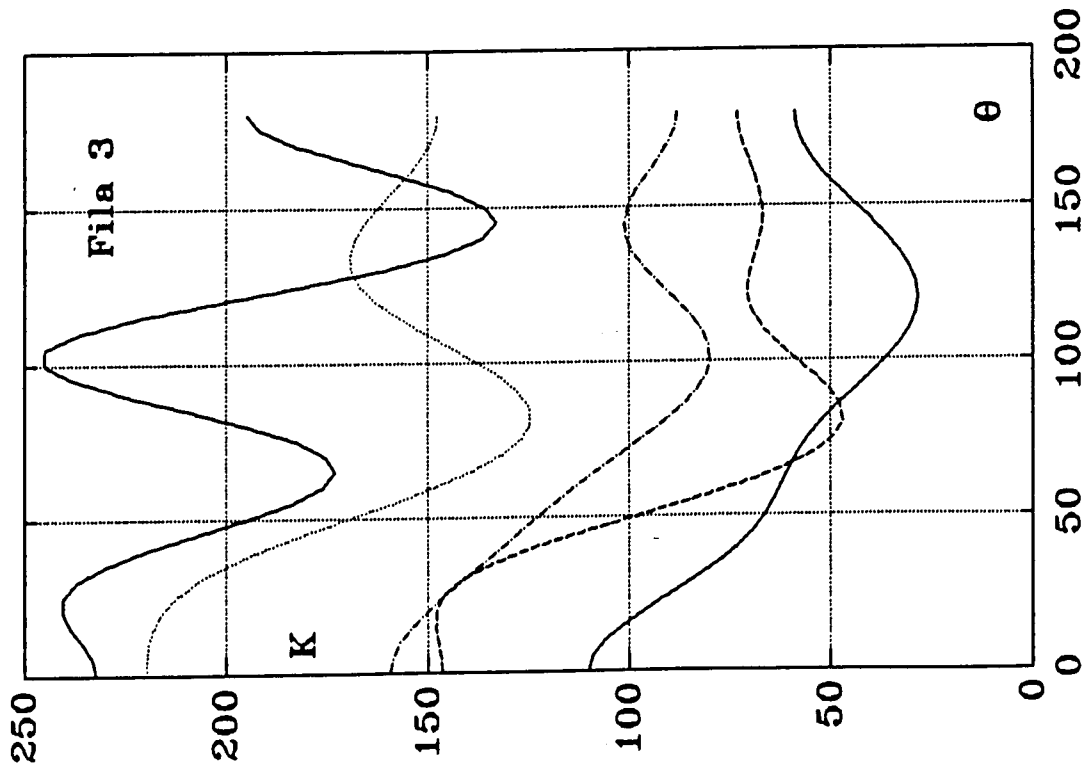


Figura 6.8: $K=f(\theta)$ no feixe escalonado e fila 3; ver legenda na figura 6.6.

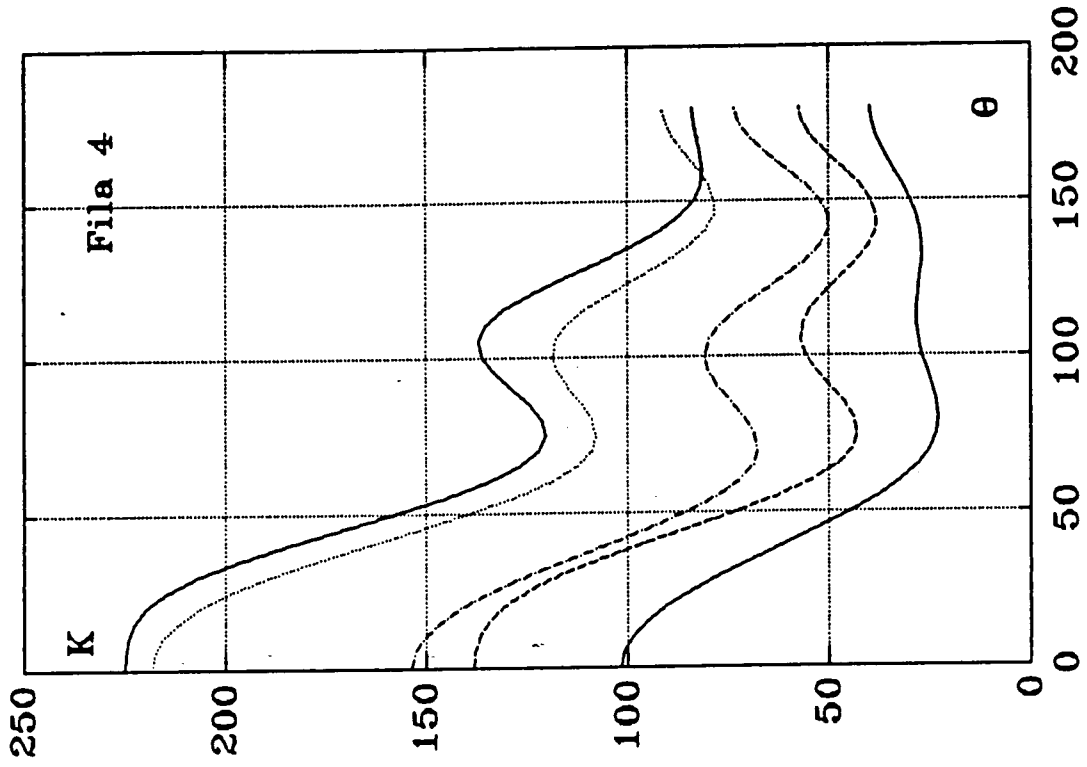


Figura 6.9: $K=f(\theta)$ no feixe escalonado e fila 4; ver legenda na figura 6.7.

justificação de Zukauskas [28] que investigou o efeito do factor de bloqueio na transferência de calor em torno de um cilindro em regime subcrítico. Os resultados deste investigador apontam para a ocorrência deste máximo aos 30° para $F_b=0.5$ e 50° para $F_b=0.7$ em ensaios efectuados com um $Re_x=57000$ e uma intensidade de turbulência de 2%. Kostic e Oka [15] em ensaios com dois cilindros dispostos transversalmente, $Re_\infty=30000$ e $F_b=0.4$, obtiveram máximos situados a $\approx 20^\circ$ quando $Pt \geq 2.2$, passando para $30^\circ/35^\circ$ quando Pt se situava entre 1.46 e 1.6. Para $Pt=1.066$ localizava-se a $\approx 85^\circ$.

A razão $K_{max}/K(\theta=0^\circ)$ vale em média 4/5% nos dados destes autores enquanto que no presente trabalho atinge 14% também em média. No entanto Kostic e Oka trabalharam com F_b mais baixo e Zukauskas com uma intensidade de turbulência média o que atenua o efeito do bloqueio [28]. Além disso ambos os trabalhos se referem a ar e não a água.

Após o ponto máximo a camada limite laminar aumenta de espessura até se atingir o ponto de separação que coincide com um mínimo de transferência de calor. Este situa-se em média nos 120° , bastante adiantado relativamente ao caso de um cilindro isolado sem bloqueio e sem turbulência em regime subcrítico (82°). Kostic e Oka [15] concluíram (ver capítulo 3) que a aceleração violenta do fluido causava a deslocação da separação laminar para jusante. Perkins e Leppert [19] observaram também que o bloqueio favorece o deslocamento da separação neste sentido. Em testes efectuados por estes autores com água, $Re_\infty=10000$ e factores de bloqueio compreendidos entre 0.21 e 0.42, o Nusselt mínimo passou de 90° para 100° . Boulus e Pei [4] em ensaios com ar contra cilindros isolados, Re_∞ compreendido entre 3000 e 9000 e fluxo de

calor constante na parede, obtiveram mínimos de transferência de calor situados em torno de 110° . Associam esta situação não a F_b (.092) mas sim ao tipo de condição fronteira pois com temperatura constante na parede o mínimo deslocou-se para aproximadamente 85° . No entanto não contabilizaram o efeito da condução circunferencial de calor em ensaios com $q_w = \text{cte}$. Akylbaev citado por Zukauskas [28] efectuou ensaios com diversas razões de bloqueio com um cilindro isolado em regime subcrítico, concluindo também que o ponto de separação laminar se movia em frente com o crescimento de F_b ($\theta_s = 90^\circ$ para $F_b = .517$ e $\theta_s = 98^\circ$ para $F_b = 0.83$). O nº de Reynolds e o fluido não são no entanto especificados.

Na figura 6.10 encontra-se representado para a primeira fila o quociente entre K para 180° e K_{min} (na separação) em função do número de Reynolds, Re_{mx} . A recuperação de transferência de calor sofre uma subida brusca quando se passa de $Re_{mx} = 4900$ para $Re_{mx} = 9300$. Na fig. 2.4 da Introdução vê-se que para o primeiro destes nº de Reynolds a esteira ainda é laminar sobre o ponto crítico posterior (o que já não acontece no segundo Reynolds) o que desfavorece fortemente a transferência de calor [14]. A partir de $Re_{mx} = 9300$ a recuperação continua a aumentar em virtude de se produzir uma mistura mais forte a Reynolds superiores.

B) Na segunda fila os resultados demonstram a existência de dois mínimos de transferência de calor e um máximo intermédio, situação pouco clara para $Re_{mx} = 3200$ mas bastante nítida a partir daí (figura 6.7). Na quarta fila o padrão torna-se a repetir embora com transferência de calor mais elevada devida ao aumento da turbulência (figura 6.9). A localização dos mínimos é

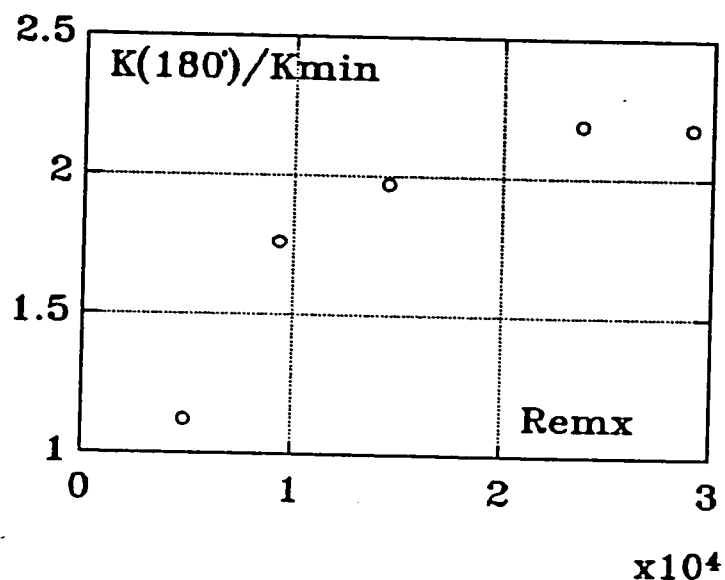


Figura 6.10: $K(180^\circ)/K(\text{mínimo})$ em função de Re_{mx} para ensaios na primeira fila do feixe escalonado.

semelhante nas duas filas. O primeiro situa-se na gama $65^\circ-75^\circ$ enquanto que o segundo se localiza entre 135° e 145° na segunda fila (em $Re_{mx}=9400$ não é claro) e entre 140° e 160° na quarta fila existindo, neste último caso, uma tendência para a deslocação para jusante com a subida do Reynolds. O máximo situa-se entre os 100° e 110° também para ambas as filas. Não se encontrou na literatura a descrição de nenhuma situação como esta na gama de Reynolds estudada.

Esta situação é típica de um regime supercrítico que em cilindros isolados sem bloqueio e sem turbulência se atinge para $Re \approx 2 \times 10^6$. O primeiro mínimo corresponde ao início da transição, o máximo ao início da turbulência e o segundo mínimo à separação da camada limite turbulenta. Zukauskas (figura 3.5) na gama de Reynolds $3200 < Re_{mx} < 18900$ obteve os seguintes pontos de separação, θ_s em filas interiores:

feixe 1.50x1.50 $120^\circ < \theta_s < 140^\circ$

feixe 2.00x2.00 $115^\circ < \theta_s < 135^\circ$

No presente trabalho, com um feixe assimétrico, obtiveram-se separações situadas mais a jusante, particularmente na quarta fila (segundo mínimo de transferência de calor).

No feixe escalonado ensaiado existe apenas um tubo nas segunda e quarta fila, enquanto que nas filas precedentes existem dois. O escoamento é portanto mais lento nas filas pares do que nas ímpares o que só por si não favorece a alteração de regime desde subcrítico na primeira fila para supercrítico na segunda embora o aumento de turbulência favoreça a transição [21]. No entanto o fenómeno de escoamento preferencial poderá ter alguma importância. Nas filas ímpares as temperaturas foram medidas entre cilindros e não entre um cilindro e a parede (figura 4.6). Se o efeito de "bypass" for importante, o caudal nesta última zona será mais elevado do que na situada entre tubos, e portanto também as velocidades. A diferença de velocidade entre as zonas de medição nas duas primeiras filas será portanto menor relativamente à situação de ausência de escoamento preferencial.

Da análise das figuras 6.12 e 6.14 podem-se extrair as seguintes observações:

- na segunda fila a transferência de calor no primeiro mínimo vale 70% da média com excepção de $Re_{mx}=6100$ em que vale 50%; na quarta fila estes valores sobem para 80/85% e 60% respectivamente.

- no segundo mínimo a transferência de calor na segunda fila atinge 75% da média excepto para $Re_{mx}=6100$ (60%); na quarta tem-se 60% e 55% respectivamente (na segunda fila ocorre uma

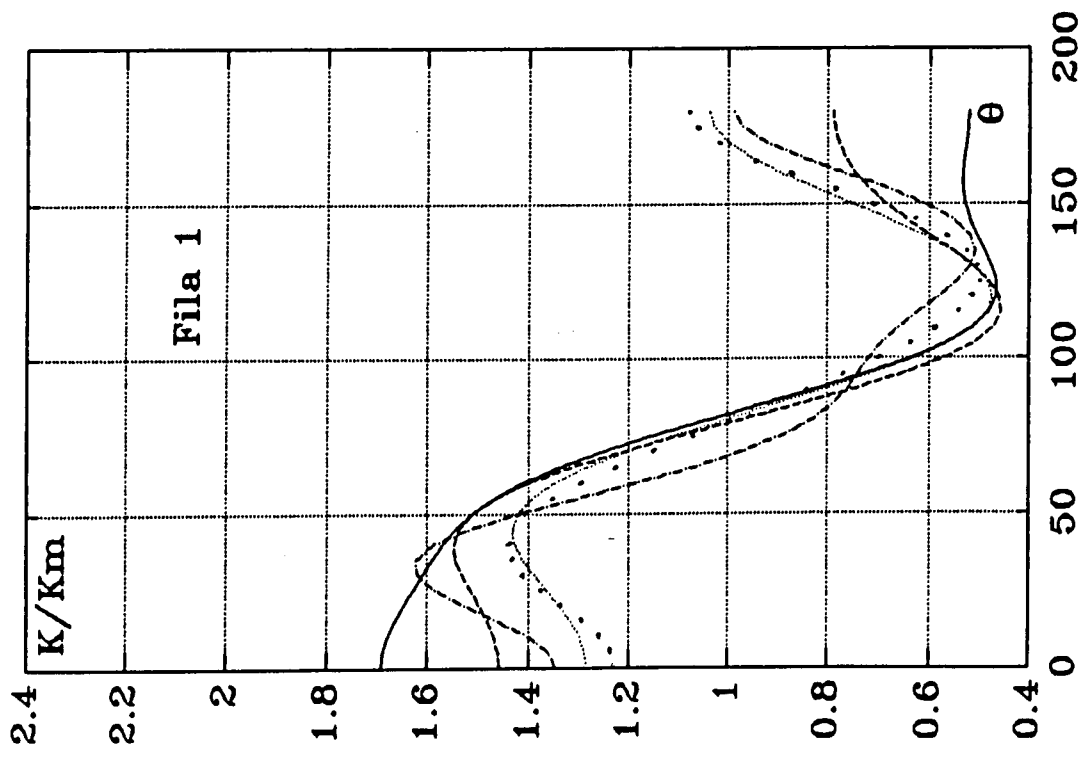


Figura 6.11: $K/Km=f(\theta)$ no feixe escalonado e fila 1; (—) Remx=4900 ; (---) Remx=9300 ; (-.-) Remx=14400 ; (....) Remx=23700 ; (· ·) Remx=29000

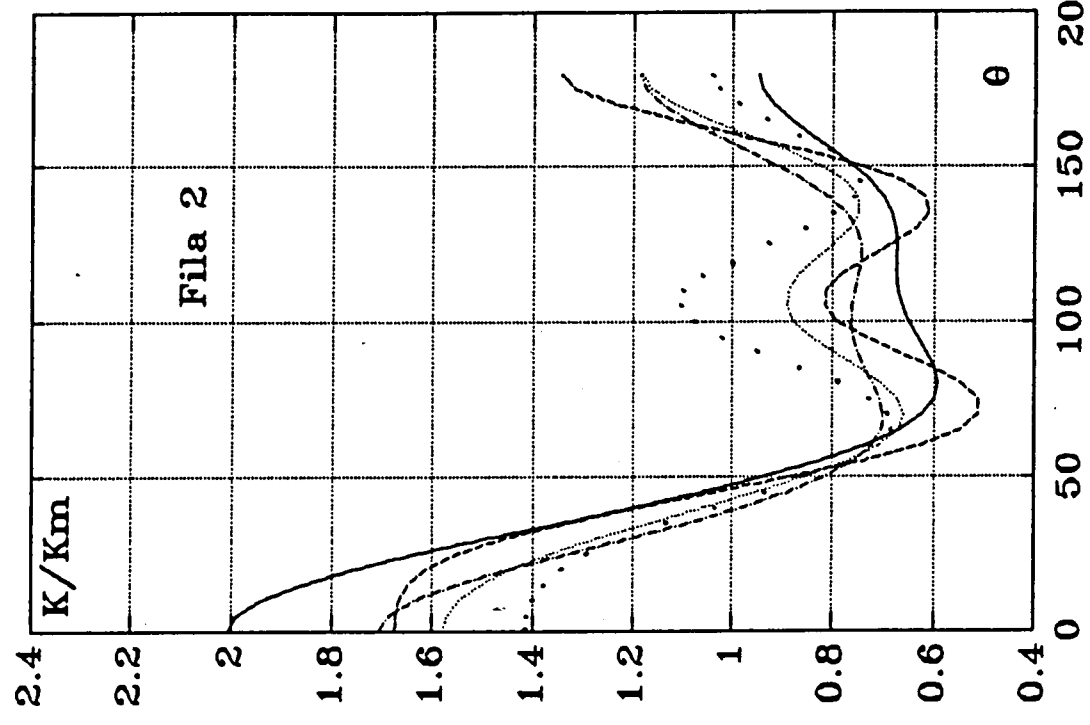


Figura 6.12: $K/Km=f(\theta)$ no feixe escalonado e fila 2; (—) Remx=3200 ; (---) Remx=6100 ; (-.-) Remx=9400 ; (....) Remx=15900 ; (· ·) Remx=18900

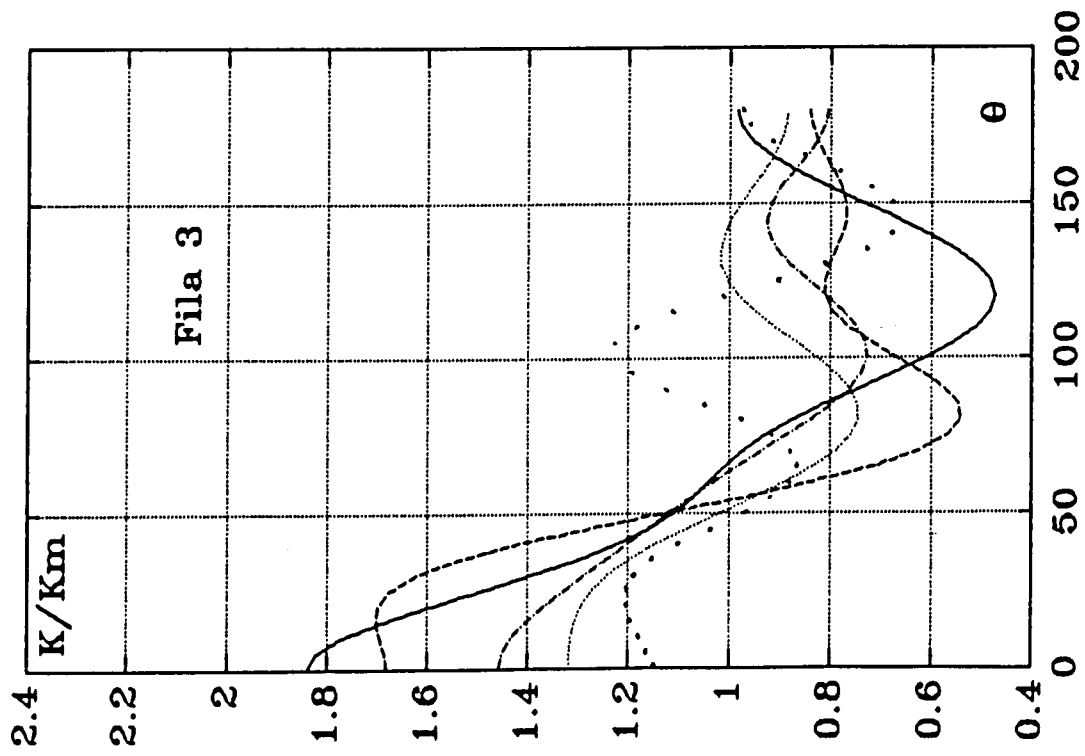


Figura 6.13: $K/Km=f(\theta)$ no feixe escalonado e fila 3; ver legenda na fig. 6.11

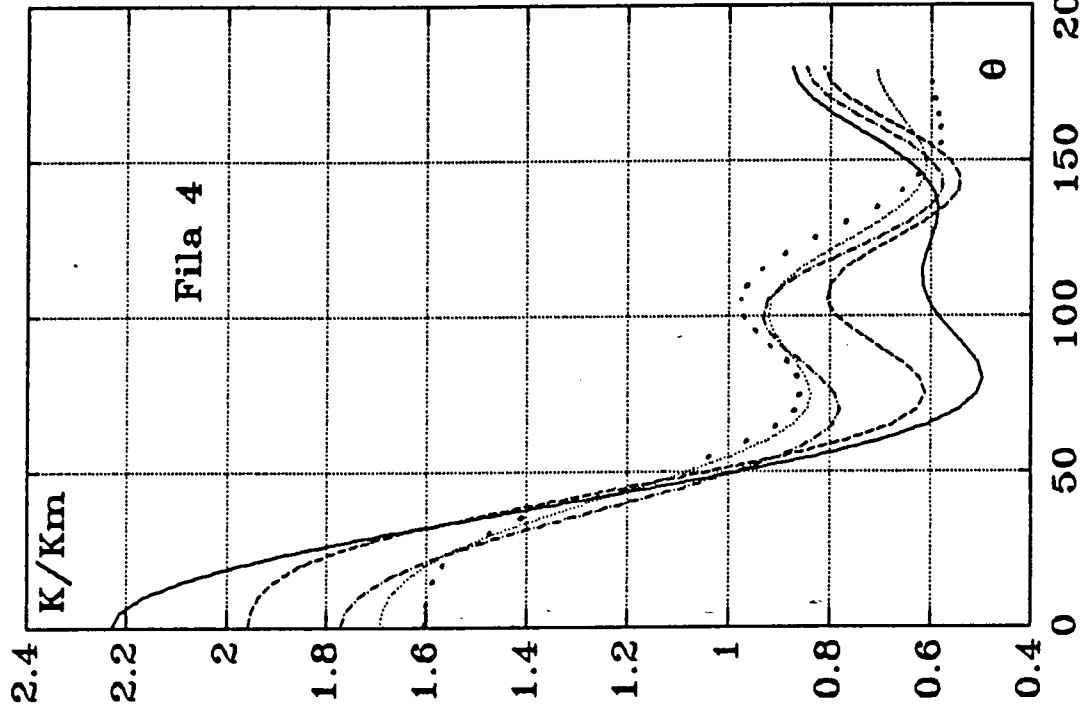


Figura 6.14: $K/Km=f(\theta)$ no feixe escalonado e fila 4; ver legenda na fig. 6.12

intensificação relativa da transferência de calor do primeiro para o segundo mínimo, enquanto que na quarta sucede o oposto) - no máximo intermédio a transferência de calor apresenta uma tendência clara para crescer com Re_{mx} (de 75% a 110%), na quarta fila essa tendência já é muito menos clara (80% a 100%); o aumento do número de Reynolds faz-se sentir mais fortemente quando a intensidade de turbulência é menos elevada como é o caso da segunda fila.

- na zona de recirculação a transferência de calor é mais intensa na segunda fila do que na quarta (105/135% versus 60%/85% no ponto crítico posterior); esta situação faz-se sentir inclusivamente nos valores absolutos de K a partir de $\theta \approx 150^\circ$ (ver figuras 6.1 a 6.5).

O previsível aumento da intensidade de turbulência da segunda fila para a quarta ajuda a compreender estes resultados. Maior intensidade significa maiores transferências de calor particularmente na zona laminar do cilindro o que se repercute nos valores de K do primeiro mínimo. Como se viu, a zona de recirculação é caracterizada por menores valores dos coeficientes de transferência de calor na quarta fila relativamente à segunda o que explica a redução da importância do segundo mínimo na quarta fila. Se admitirmos que o número de Strouhal baixa por efeito do aumento da turbulência [28] então o que se passa na zona de recirculação pode ser entendido.

C) Contrariamente às filas 1,2 e 4 , na terceira nota-se muito claramente (figura 6.8) uma alteração do padrão de distribuição circunferencial dos coeficientes de transferência com o número de Reynolds.

Para o Reynolds mais baixo ($Re_{mx}=4900$) o comportamento é semelhante ao da primeira fila, existindo apenas um mínimo a 120° . Para os Reynolds intermédios ($9300 \leq Re_{mx} \leq 23700$) existe um mínimo entre os 80° e 100° (início da transição) seguido por um máximo localizado entre os 120° e os 140° (início da camada limite turbulenta). O aumento da velocidade de transferência de calor desde o mínimo ao máximo torna-se mais importante com o crescimento do Reynolds. Nos dois Reynolds mais elevados da gama o ponto de separação deverá estar muito adiantado pois os resultados não demonstram a sua existência (as medições foram feitas de 15° em 15°). Para $Re_{mx}=29000$ a variação de K com a posição angular sugere claramente a ocorrência de um regime supercrítico, com o primeiro mínimo situado em $\theta=65^\circ$, o máximo a $\theta=105^\circ$ e o segundo mínimo a $\theta=145^\circ$. Zukauskas obteve também para este Reynolds separação a 145° (figura 3.5) num feixe 2.0×2.0 . Este ensaio é o único em que o máximo de transferência de calor não ocorre na parte frontal do cilindro, o que constitui também característica do regime supercrítico. A variação do coeficiente de transferência de calor desde o primeiro mínimo até ao máximo e a recuperação da transferência de calor na zona de recirculação são mais significativas do que em qualquer outro caso. Contrariamente aos resultados da primeira fila, na terceira o valor máximo de K ocorre em 0° para três dos nº de Reynolds. Nos restantes casos existem ligeiros crescimentos de K desde 0° até $\approx 20^\circ$. Isto significa que o efeito da compressão da camada limite mencionado a propósito dos resultados da primeira fila, é superado na terceira fila pelo aumento da intensidade de turbulência, mais importante perto do ponto de estagnação frontal [13,28].

Por outro lado pode-se também afirmar que os resultados do aumento de turbulência sentiram-se nesta fila mais tarde do que na quarta, na medida em que ocorreu um atraso na transição. A elevada velocidade do escoamento na terceira fila comprime a camada limite (comparar os valores de K na zona frontal da terceira e quarta fila) embora diminua flutuações transversas de velocidade que possibilitariam que a transição ocorresse mais cedo [29].

Ainda acerca da comparação entre os resultados das filas 3 e 4 (ou ímpares e pares), poder-se-ia observar que as medições experimentais nesta última foram feitas numa zona em que o fluido circulava entre a parede da conduta e o cilindro, enquanto que na terceira fila essas mesmas medições foram tomadas numa parte do permutador em que a água se escoava entre dois cilindros (figura 4.6). Isto poderia significar que além do bloqueio (e portanto também do Reynolds) ser diferente dumas filas para as outras, ter-se-ia ainda que considerar o efeito de parede nas filas pares. No entanto Figueiredo e Viegas [11] concluíram através de experiências que o efeito de parede só se nota na transferência de calor num cilindro se a distância entre este e a parede plana for inferior a 40% do diâmetro do tubo. No caso presente nas filas pares essa distância é de 28.5 mm ou seja 142.5% de D , o que indica que o efeito de parede não terá influência na transferência de calor nestas filas. Nas filas ímpares a distância entre o topo dos cilindros onde se efectuaram as medidas de temperatura e a mesma parede é ainda superior a 40% de D , ou seja 57.5%. Logo a simetria da distribuição da transferência de calor nas filas ímpares não parece ser

condicionada pelo efeito que se tem vindo a discutir, o que é uma consideração importante dado que o modelo matemático seguido para efectuar os cálculos dos coeficientes de transferência de calor pressupõem que ela existe (ver equações 5.1 a 5.5). No entanto os já mencionados caminhos preferenciais, a existirem com algum significado, afectarão naturalmente a validade dos cálculos.

D) Nas figuras 6.15 a 6.18 os resultados são apresentados sob a forma do número de Frossling, F_{rx} , para posições radiais compreendidas entre 0° e 100° . Nas filas 1, 2 e 4 os valores deste número para os vários Reynolds são razoavelmente próximos até perto do ponto de separação ou transição, denunciando a presença de uma camada limite laminar. Na primeira fila e na zona compreendida entre 0° e 50° a oscilação de F_{rx} tem a ver com o factor de bloqueio que, como já se viu, condiciona a posição do ponto de máxima transferência de calor. Na fila 3 o desencontro é maior entre as várias curvas, o que se compreenderá se atendermos a que se obtiveram nesta gama de Reynolds regimes subcrítico, crítico e supercrítico.

E) Maior proximidade entre as curvas correspondentes aos vários Reynolds foi obtida nas figuras 6.11 a 6.14 em que se relaciona o quociente entre K e o respectivo valor médio circunferencial com a posição radial. Nas filas 1, 2 e 4 os valores obtidos para os vários Reynolds concordam bastante bem em quase toda a camada limite laminar, à excepção da zona circundante do ponto de estagnação frontal (filas 2 e 4) ou da região do compreendida entre 0° e 50° na fila 1. Na fila 3, pelos mesmos motivos apontados no anterior parágrafo, as diferenças são

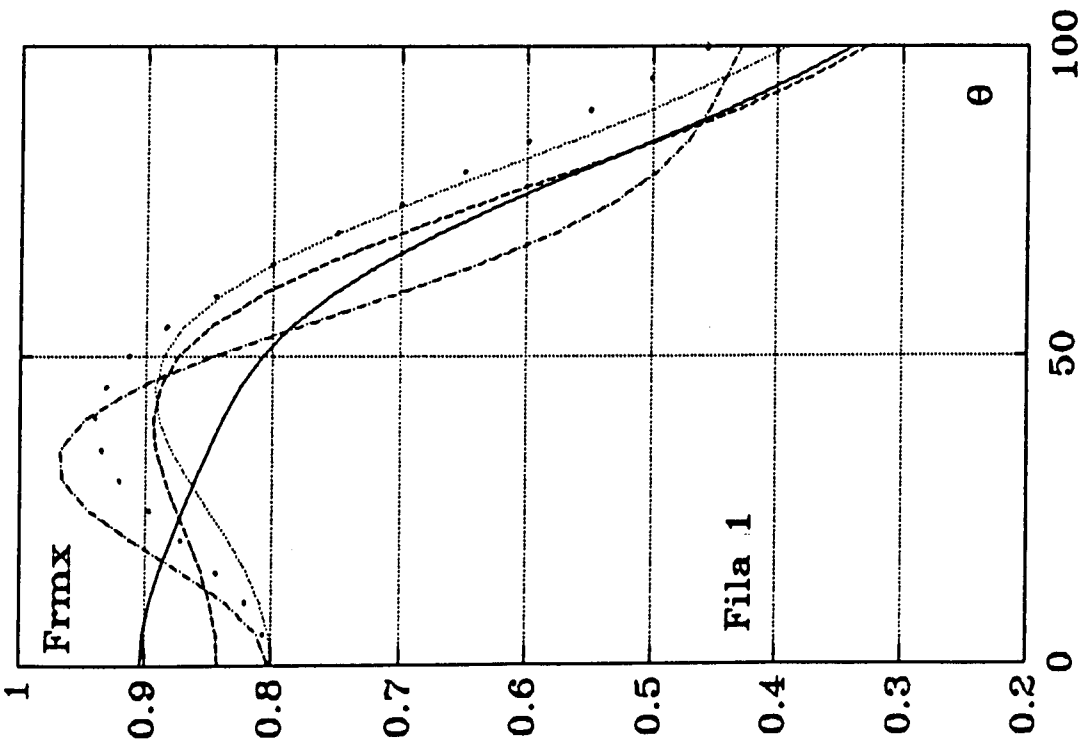


Figura 6.15: $F_{rmx}=f(\theta)$ no feixe escalonado e fila 1; ver legenda na fig. 6.11

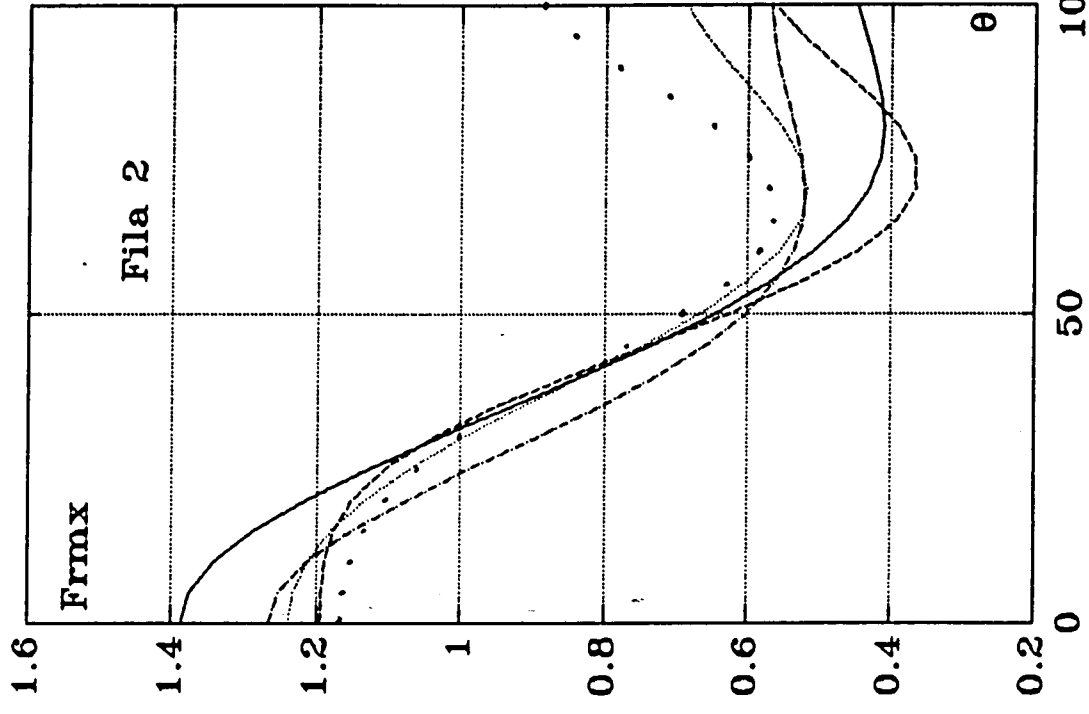


Figura 6.16: $F_{rmx}=f(\theta)$ no feixe escalonado e fila 2; ver legenda na fig. 6.12

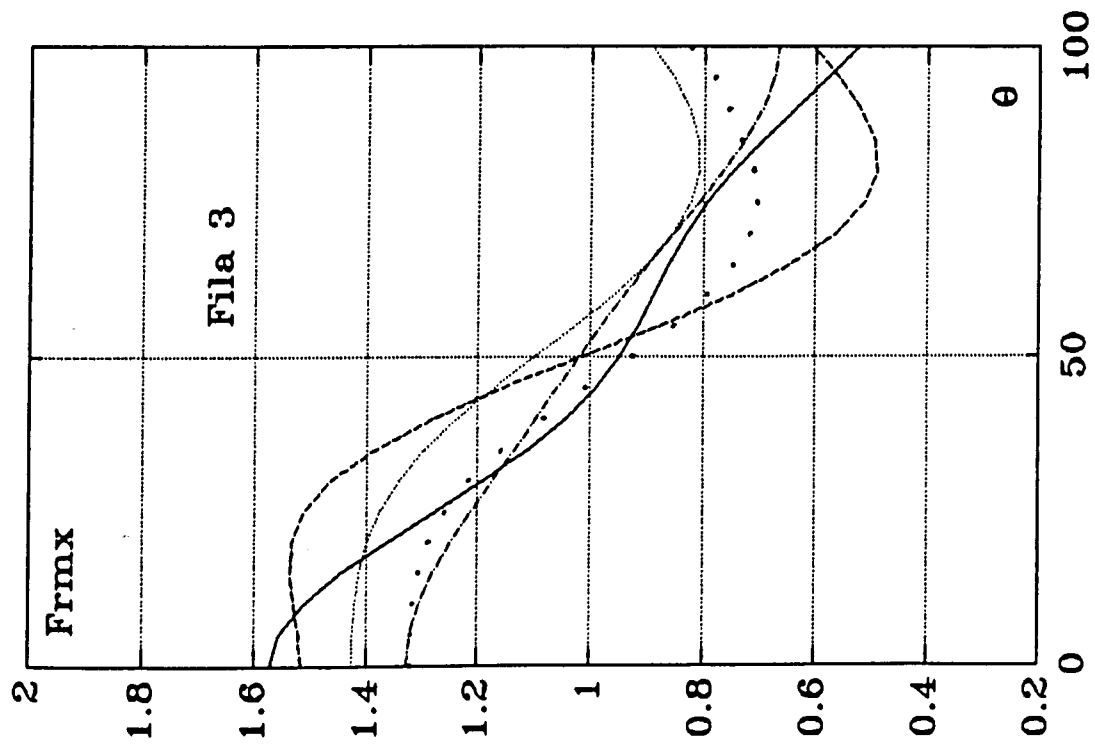


Figura 6.17: $F_{rx}=f(\theta)$ no feixe escalonado e fila 3; ver legenda na fig. 6.11

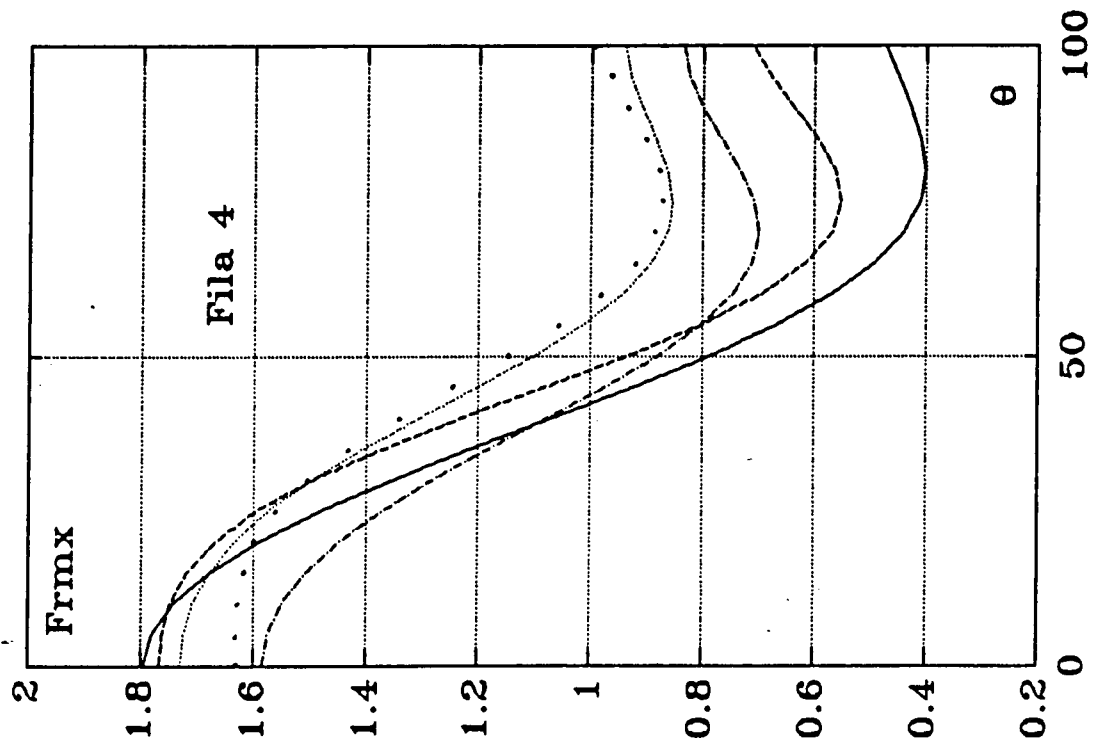


Figura 6.18: $F_{rx}=f(\theta)$ no feixe escalonado e fila 4; ver legenda na fig. 6.12

maiores. Considere-se um coeficiente de não uniformidade da distribuição circunferencial da transferência de calor num cilindro, Y , definido como a diferença entre os valores máximo e mínimo de K/K_m . Na figura 6.18A observa-se que de uma forma geral Y desce com o aumento de Reynolds, embora de uma forma mais acentuada nas filas 2, 3 e 4 do que na 1. Para Reynolds baixos o valor de Y é inferior na primeira fila relativamente às restantes, acontecendo o contrário quando Re_{mx} atinge valores elevados.

F) Na figura 6.18B comparam-se alguns dos valores obtidos no presente trabalho com resultados publicados. Os ensaios de Zukauskas com água respeitam a um regime crítico típico com transição a $\approx 95^\circ$ e início de turbulência a $\approx 125^\circ$. Os resultados de Baughn apontam para localizações idênticas destes pontos, mas com um máximo intermédio muito menos elevado. Nos resultados presentes o primeiro mínimo e o máximo encontram-se deslocados para montante cerca de 20° e este é mais intenso do que qualquer um dos obtidos pelos autores anteriores, o que torna a curva caracteristicamente supercrítica. As diferenças só poderão ser explicadas com base nos seguintes aspectos que não é possível quantificar:

- diferente condição fronteira na parede exterior. Baughn usou fluxo de calor constante e Zukauskas não especificou. Boulus e Pei [8] em ensaios com um cilindro isolado em regime subcrítico concluíram que o mínimo de transferência de calor se deslocava 20° para jusante quando, para o mesmo Reynolds, se passava de temperatura de parede constante para fluxo de calor constante (90° para 110°).

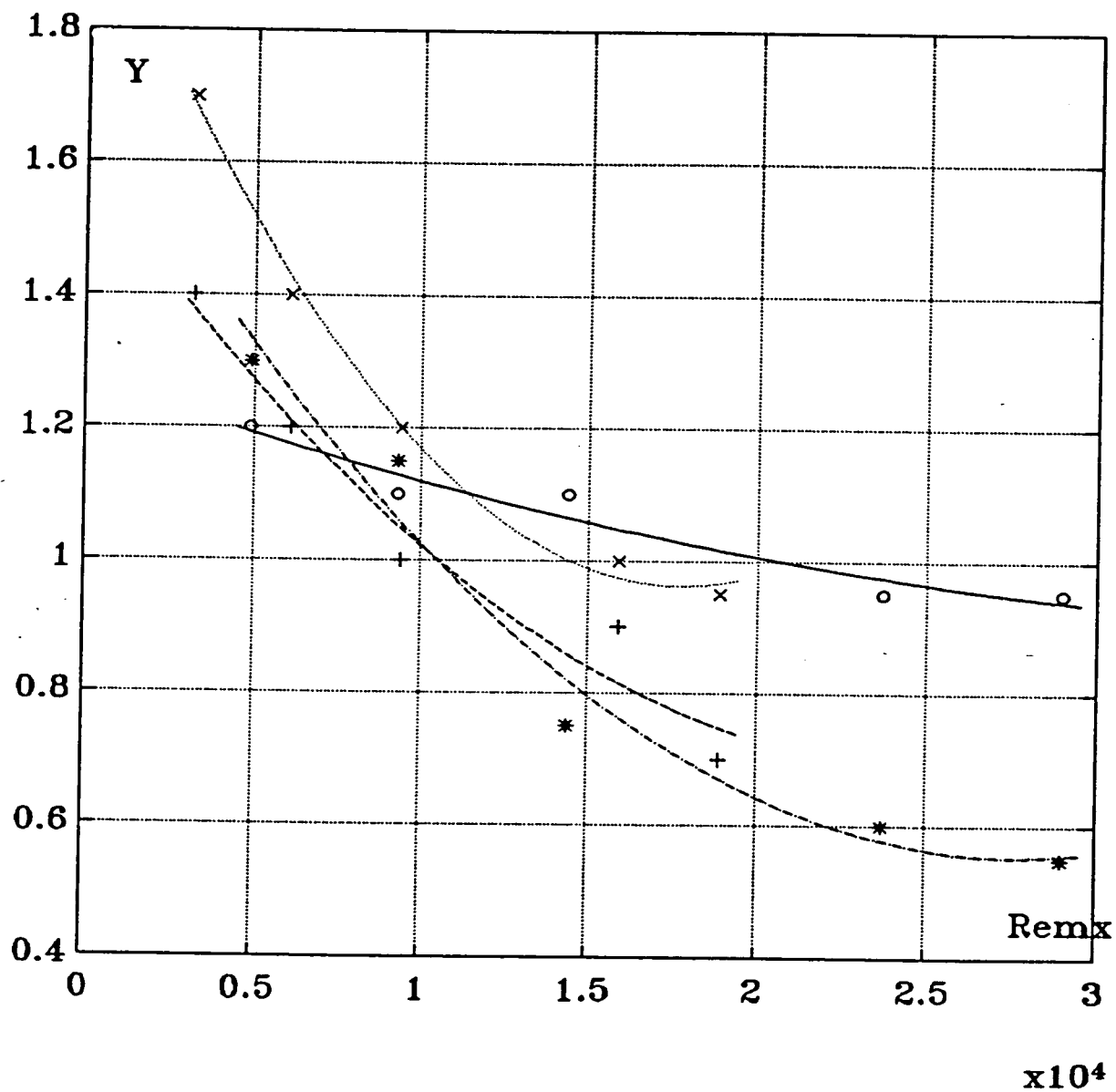


Figura 6.18A: Coeficiente de não uniformidade, Y, em função de Remx para as várias filas do feixe escalonado.

- o (—) - fila 1
- + (--) - fila 2
- * (-·) - fila 3
- x (··) - fila 4

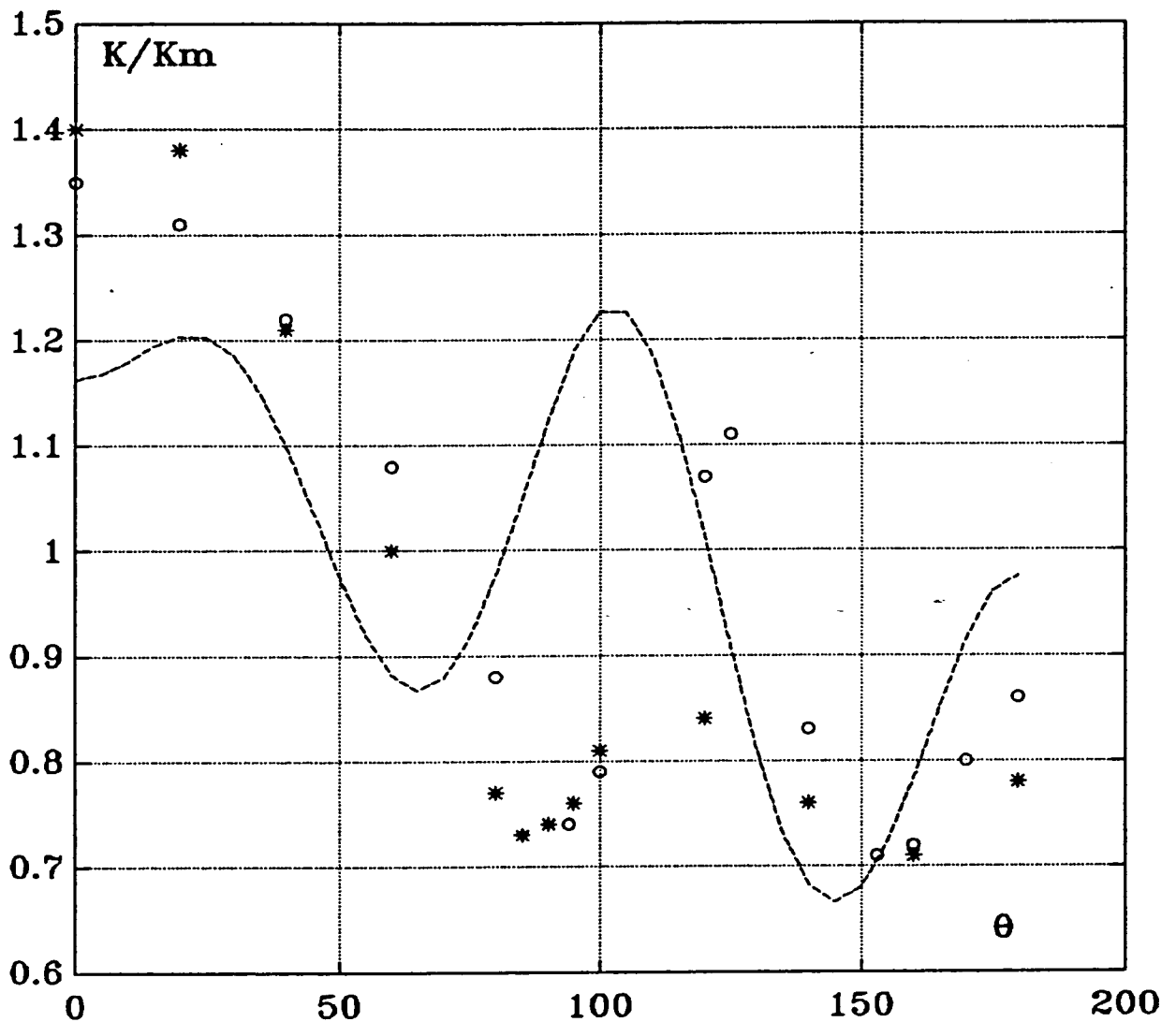


Figura 6.18B: Comparação entre dados obtidos no presente trabalho com resultados publicados (feixe escalonado)

(--) - dados do presente trabalho para $Re_{mx}=29000$ na fila 3

o - Zukauskas [24] em escoamento de água, $Re_{mx}=80000$ (filas interiores) e feixe 1.5×1.5

* - Baughn e outros [6] em escoamento de ar, $Re_{mx}=34600$, terceira fila e feixe 2.0×2.0

- utilização de um cilindro cujo L/D é baixo (77/20).
Baughn usou um tubo com L/D=20 e Zukauskas não especificou. Segundo Baughn o efeito conjunto de baixo L/D com forte bloqueio conduz a grandes variações de transferência de calor embora este assunto ainda não esteja estudado em pormenor. West e Apelt [22] concluíram que o efeito hidrodinâmico (coeficientes de atrito) de uma diminuição de L/D é semelhante ao do aumento do factor de bloqueio (aumento do atrito).

- passos diferentes para os diversos feixes

6.1.2. FEIXE ALINHADO

Com este tipo de feixe fizeram-se ensaios com três Reynolds diferentes cobrindo a mesma gama do feixe escalonado. Os resultados apresentam-se nas figuras 6.19 a 6.21. De uma forma geral encontram-se dentro daquilo que seria previsível, manifestando-se bem a diferença entre os dois tipos de feixes.

A) Na primeira fila o padrão de distribuição circunferencial de transferência de calor é bastante similar ao obtido para o feixe escalonado (figura 6.22). As diferenças existentes podem ser atribuídas aos seguintes factores:

- diferenças entre os números de Reynolds
- caminhos preferenciais no feixe escalonado, que

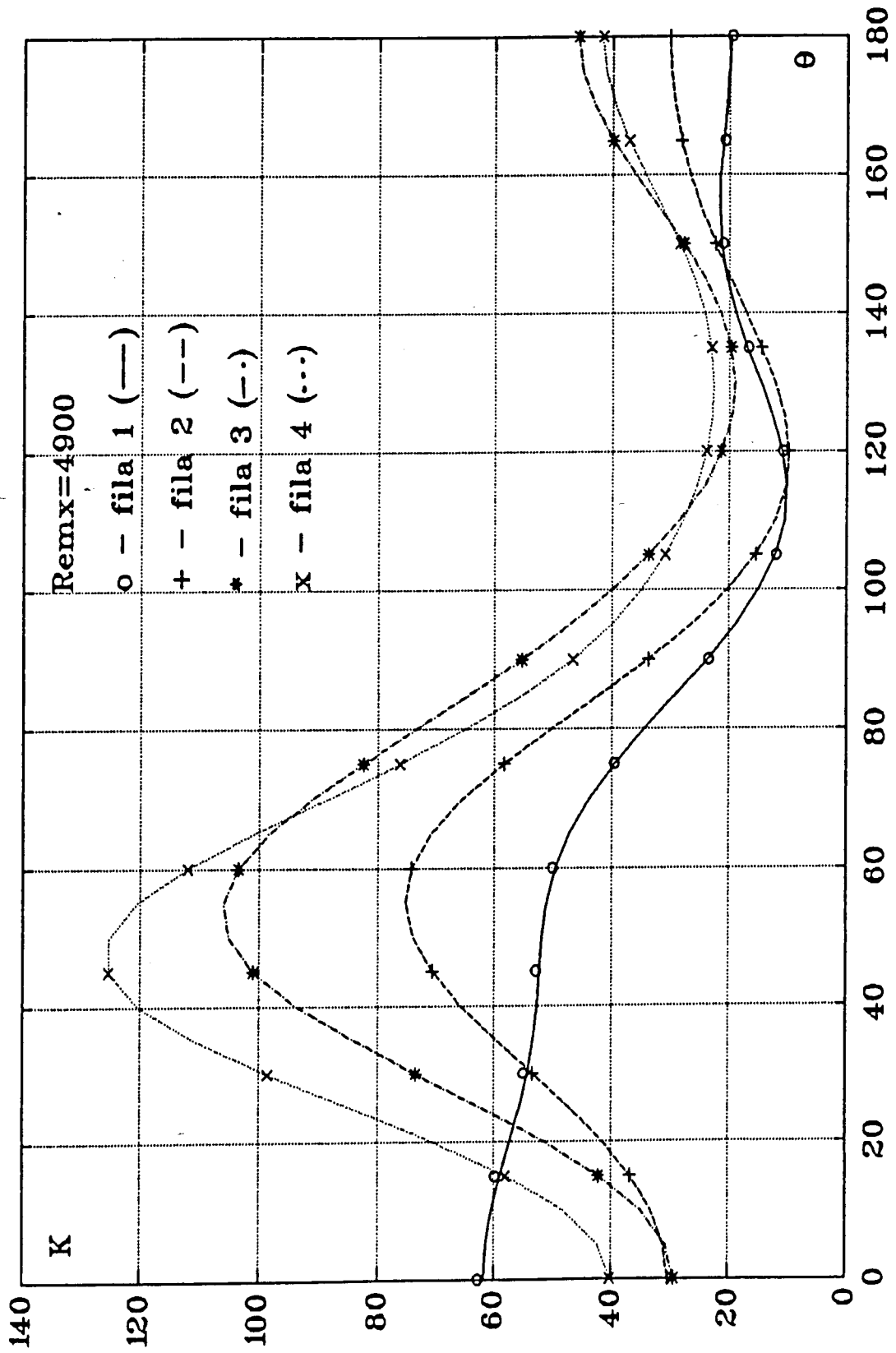


Figura 6.19: $K=f(\theta)$ para $Re_{\omega}=2400$ no feixe escalonado

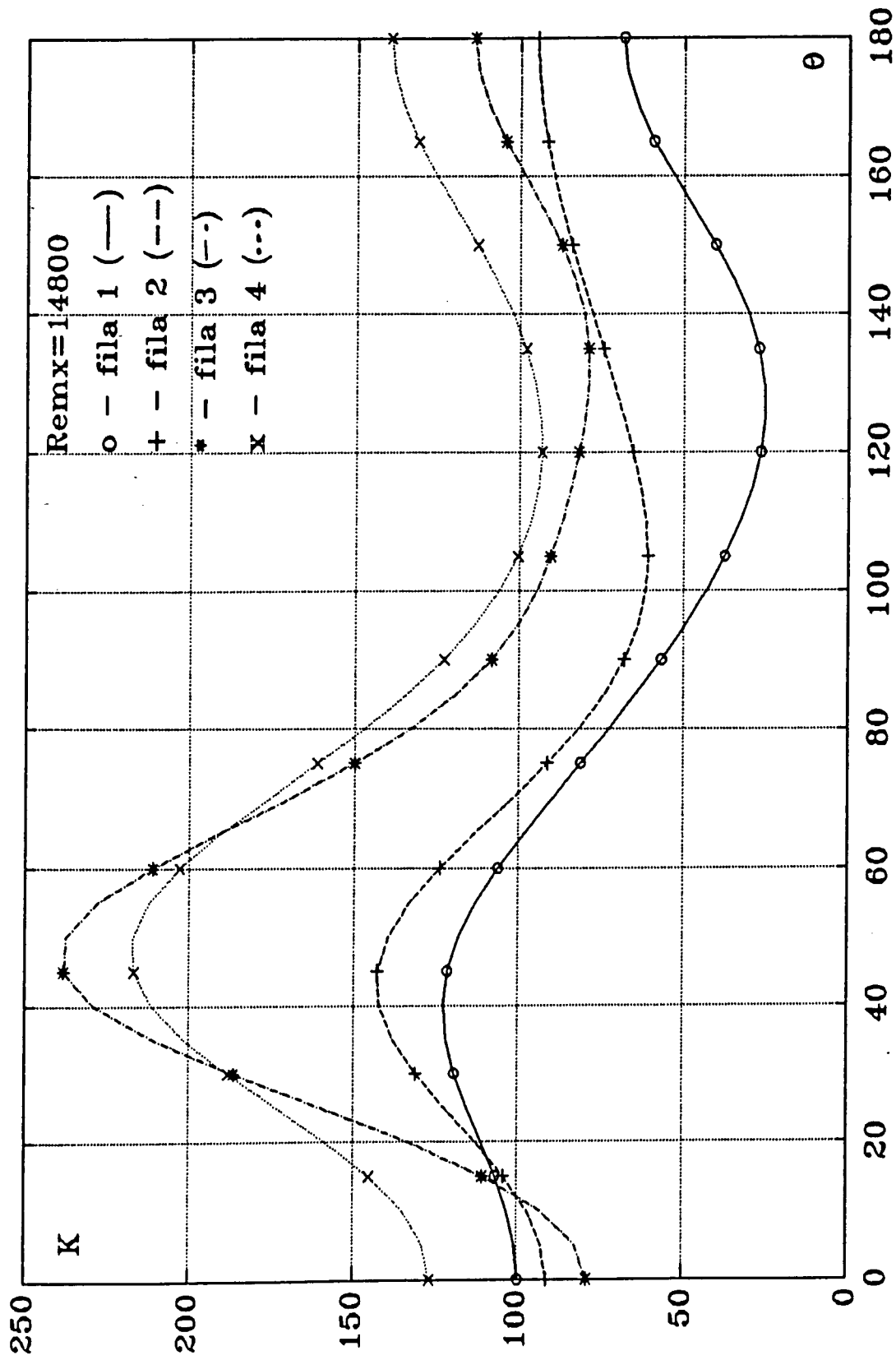


Figura 6.20: $K=f(\theta)$ para $Re_{\omega}=7100$ no feixe alinhado

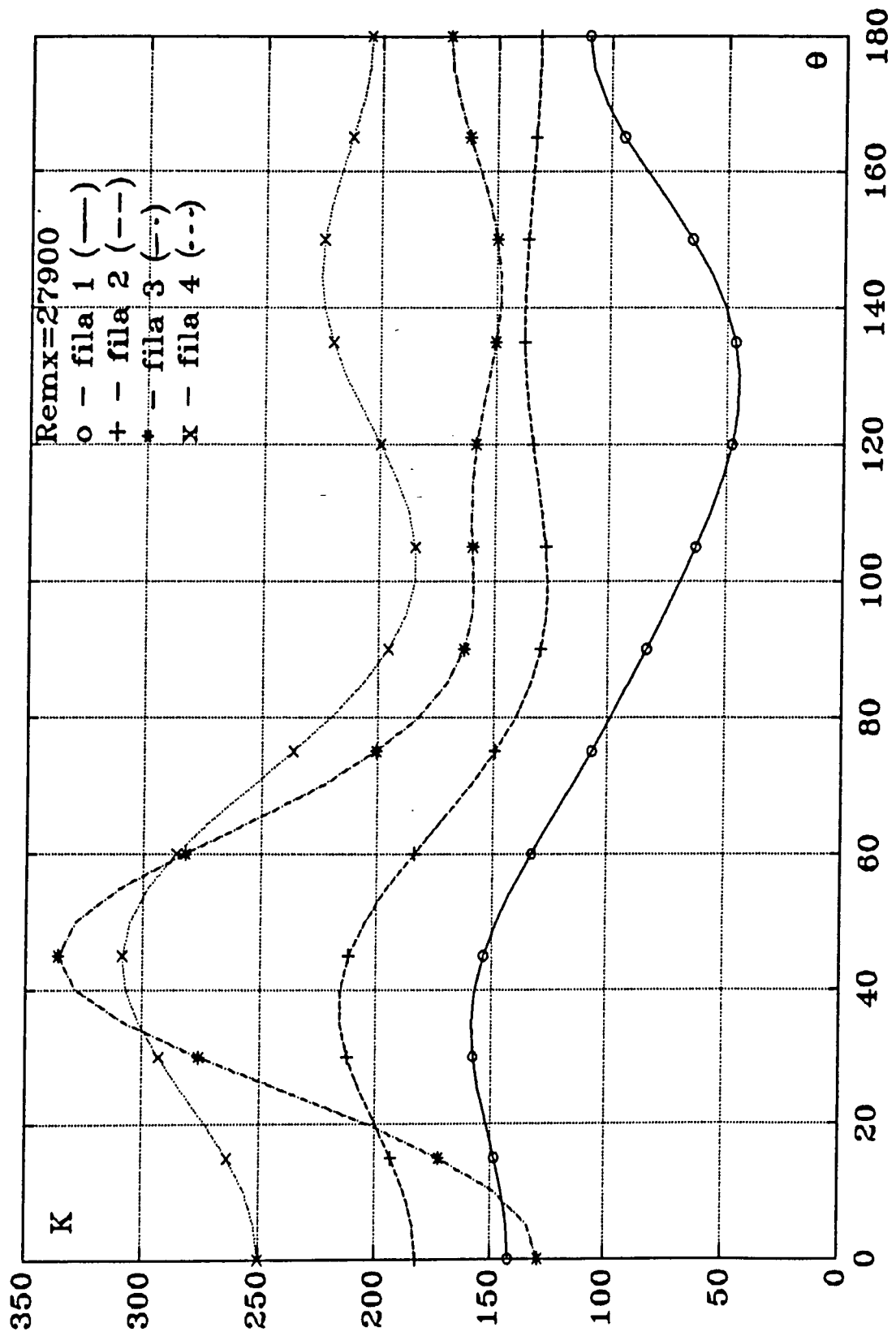


Figura 6.21: $K=f(\theta)$ para $Re_{\infty}=13400$ no feixe alinhado

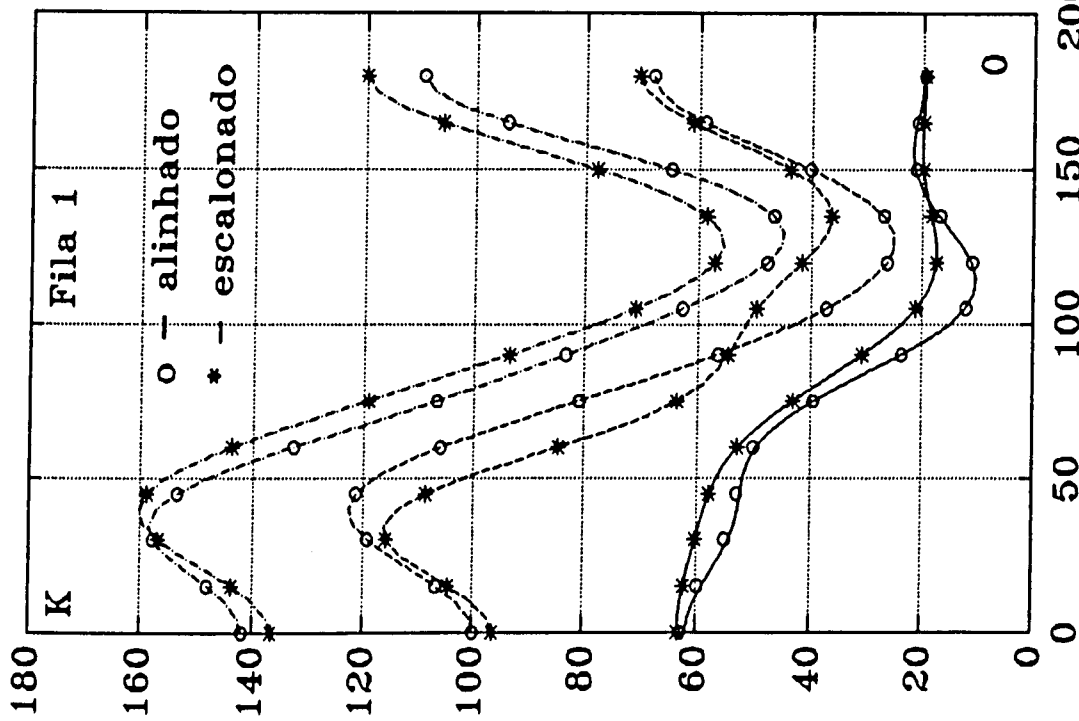


Fig. 6.22: Comparação entre a distribuição $K=f(\theta)$ para a fila 1 de ambos os feixes; (—) Remx=4900; (---) Remx=14800 (14400); (-·-) Remx=27900 (29000); os valores dentro de parêntesis são do f.escal.

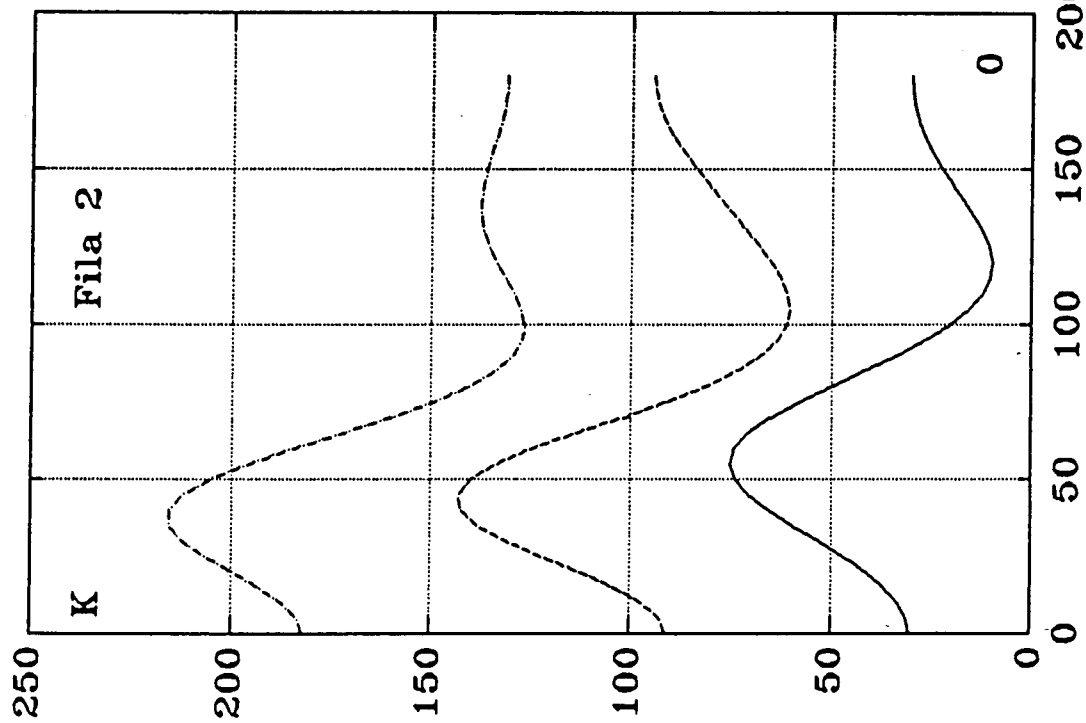


Figura 6.23: $K=f(\theta)$ no feixe alinhado e fila 2; ver legenda na figura 6.22

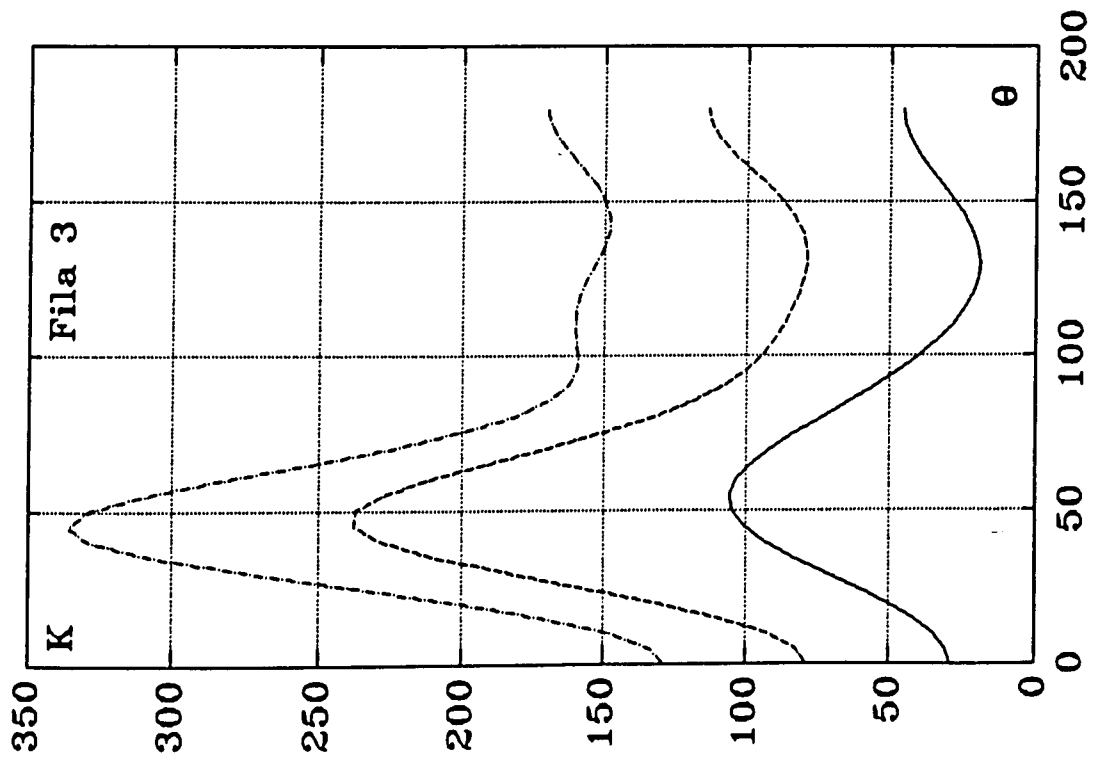


Figura 6.24: $K=f(\theta)$ no feixe alinhado e fila 3; ver legenda na figura 6.22

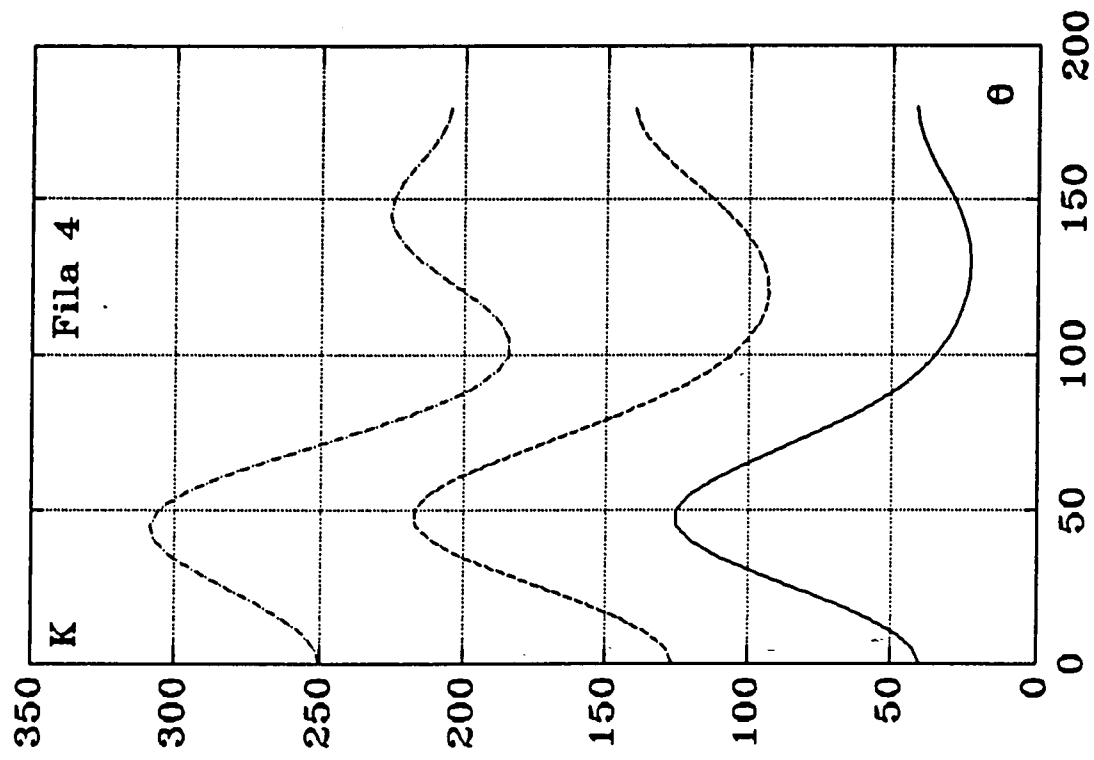


Figura 6.25: $K=f(\theta)$ no feixe alinhado e fila 4; ver legenda na figura 6.22

conduziriam a maiores coeficientes de transferência no feixe alinhado.

- zona de recirculação menos intensa no feixe alinhado devido à formação de uma região fechada de formação de vórtices ("closed vortex region"- ver capítulo 3).

- erro experimental

B) Nas restantes filas detecta-se um máximo na zona frontal correspondendo à colisão da camada livre separada do cilindro precedente, o que não é surpreendente pois o passo longitudinal é claramente inferior ao crítico (3.8) conforme se escreveu no capítulo 3. A coincidência entre o ponto de readerência e o máximo de transferência de calor foi estudada por Kostic e Oka [14] com medições de transferência de calor e de pressão, tendo concluído que para passos longitudinais superiores a 2 o máximo térmico se encontra ligeiramente deslocado para jusante ($2^\circ/3^\circ$).

Existe na bibliografia alguma discordância quanto ao que se passa, em termos hidrodinâmicos, na zona compreendida entre $\theta=0^\circ$ e o ponto de colisão. Kostic e Oka [14] concluíram que se desenvolve uma camada limite laminar estável nesta região, o que foi negado pelos resultados de Baughn e outros [6] que constatarem a semelhança entre a distribuição de Nusselt nesta zona e a que se observa na zona de recirculação posterior. Zukauskas [29] fala também em duas zonas de recirculação num feixe alinhado. Pela observação das figuras 6.23 a 6.25 conclui-se que nos presentes resultados existe uma grande simetria na distribuição dos coeficientes de transferência de calor em torno do ponto de colisão para os vários Reynolds. Isto pode-se também observar nas figuras 6.26 a 6.28 em que se considerou como

abscissas a posição radial contada a partir do máximo de transferência de calor e como ordenadas o número de Frossling modificado, Fr_{mx} . Cada uma das três curvas respeita a um Reynolds diferente. Partindo do princípio que se desenvolve efectivamente uma camada limite laminar a partir do ponto de colisão e que o efeito do Reynolds já se encontra incluído no Frossling, as diferenças entre as curvas só poderão ser explicadas com base em diferentes níveis de turbulência, uma vez que no interior de um feixe esta é gerada pelos próprios cilindros, sendo naturalmente proporcional ao caudal. Os resultados de numerosos ensaios com cilindros isolados [13,28] apontam para que o efeito da turbulência no número de Frossling seja mais importante junto ao ponto crítico frontal, diminuindo gradualmente até à separação. As curvas obtidas no presente trabalho indiciam uma situação um pouco diferente. Nas filas 2 e 4 essas diferenças vão aumentando à medida que nos afastamos do ponto de colisão o que levaria a concluir que a influência da turbulência na camada limite laminar é maior quando nos aproximamos da separação, o que, como se viu, contraria observações anteriores. Na fila 3 só se detecta esta situação 30° após o ponto de reattachment. Baughn e outros [6] embora trabalhando com Reynolds mais elevados, obtiveram também divergência das curvas $Fr=f(\theta)$ respeitantes à segunda fila 25° após a reattachment.

Assumiu-se anteriormente que o Reynolds não influenciava a distribuição do número de Frossling na camada laminar. Medições em escoamentos de água das distribuições de pressão à superfície do cilindro mostram que a distribuição de velocidades $U(\theta)/U_\infty$ no exterior da camada limite é independente do Reynolds apenas até

30°/40°, aumentando as velocidades com este número a partir desta posição. Zukauskas [28] interpreta esta situação como sendo resultante da deformação do perfil de velocidades o que conduz à alteração da espessura da camada limite. O que se passa com os presentes resultados deverá ser motivado não só por esta dependência de $U(\theta)/U^\infty$ em relação ao Reynolds como também pelo efeito que a zona de recirculação possa ter nos perfis de velocidade na camada limite laminar [12], efeito esse mais forte quanto menor for a distância para o ponto de separação.

Na figura 6.29 encontra-se representado o efeito dos diversos factores citados no andamento da curva $Fr=f(\theta)$ numa camada limite laminar. A curva (1) representa por hipótese a transferência de calor num escoamento sem turbulência, em que a distribuição das velocidades exteriores não depende do Reynolds e em que a zona de recirculação após a separação não condiciona o número de Frossling na camada limite. Se se considerar o efeito desta zona, a transferência de calor na camada limite laminar subirá desde o ponto de separação, θ_s , até um determinado ângulo, θ_1 , mantendo-se inalterada para montante (curva (2)). A inclusão do efeito da turbulência provocará a subida generalizada dos coeficientes de transferência de calor, subida esta mais pronunciada no ponto crítico frontal e pouco importante na separação (curva (3)). Finalmente se as velocidades no exterior da camada dependerem do nº de Reynolds a partir de uma dada posição, θ_2 , o nº de Frossling sofrerá nova subida a jusante deste ponto (curva (4)). Esta última curva corresponde a um padrão de distribuição de transferência de calor semelhante ao obtido experimentalmente. Esta discussão tem, obviamente, apenas um

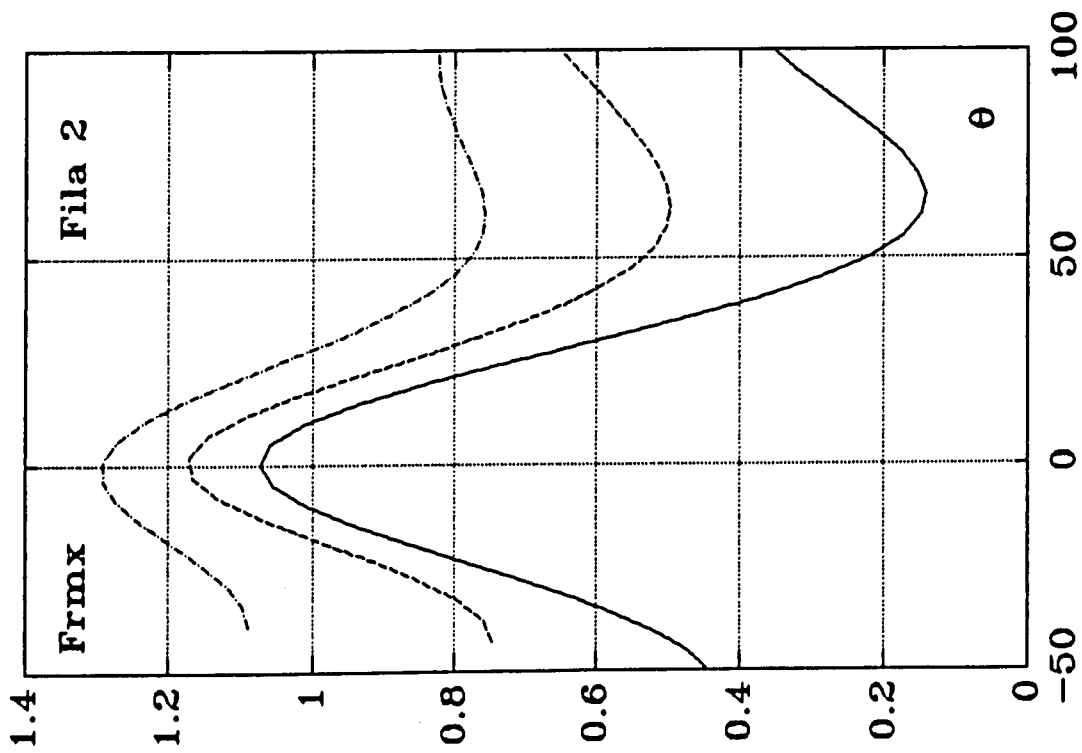


Fig. 6.26: $F_{rmx}=f(\theta)$ no feixe alinhado e fila 2; ver legenda na figura 6.22

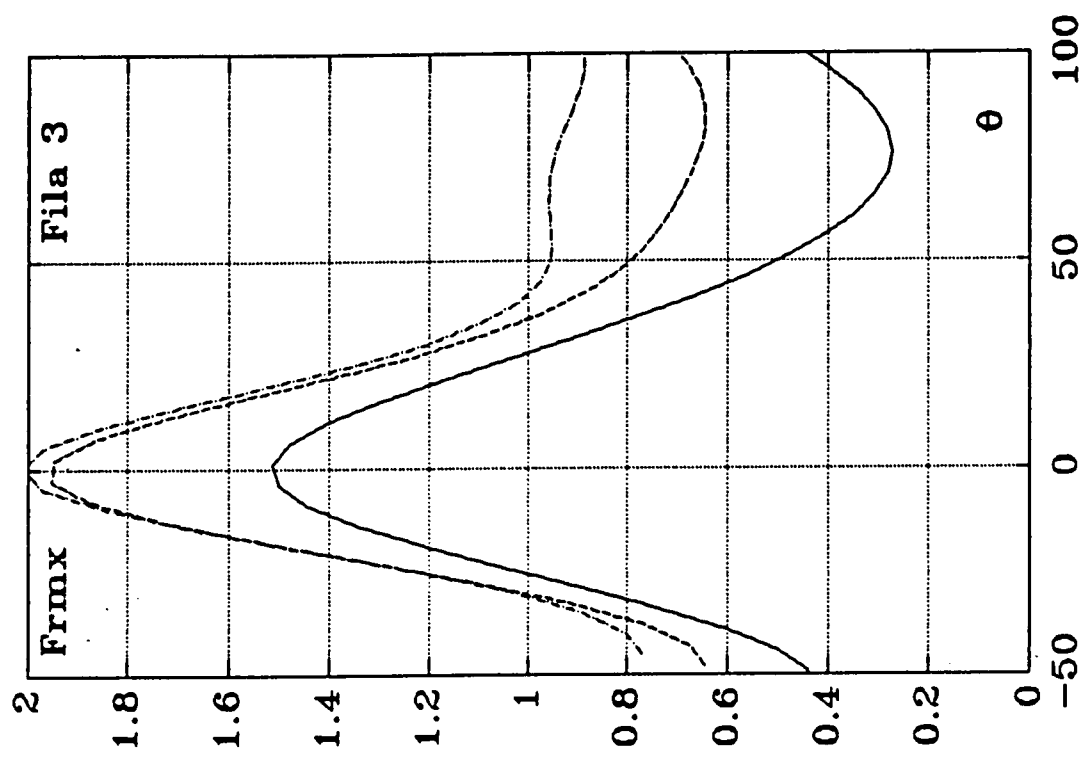


Fig. 6.27: $F_{rmx}=f(\theta)$ no feixe alinhado e fila 3 ver legenda na figura 6.22

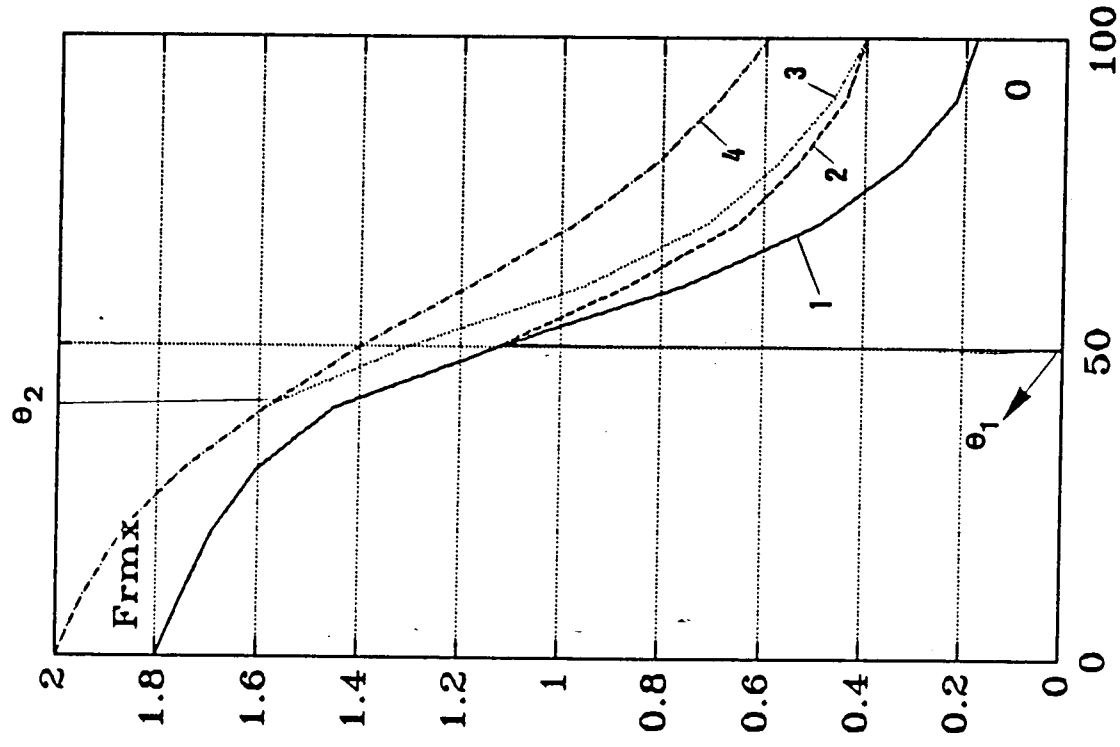


Fig. 6.29: Avaliação qualitativa da evolução da curva $F_{rmx}=f(\theta)$
 curva 1 - inicial
 curva 2 - efeito da zona de recirculação
 curva 3 - efeito da turbulência
 curva 4 - efeito da dist. de velocidades

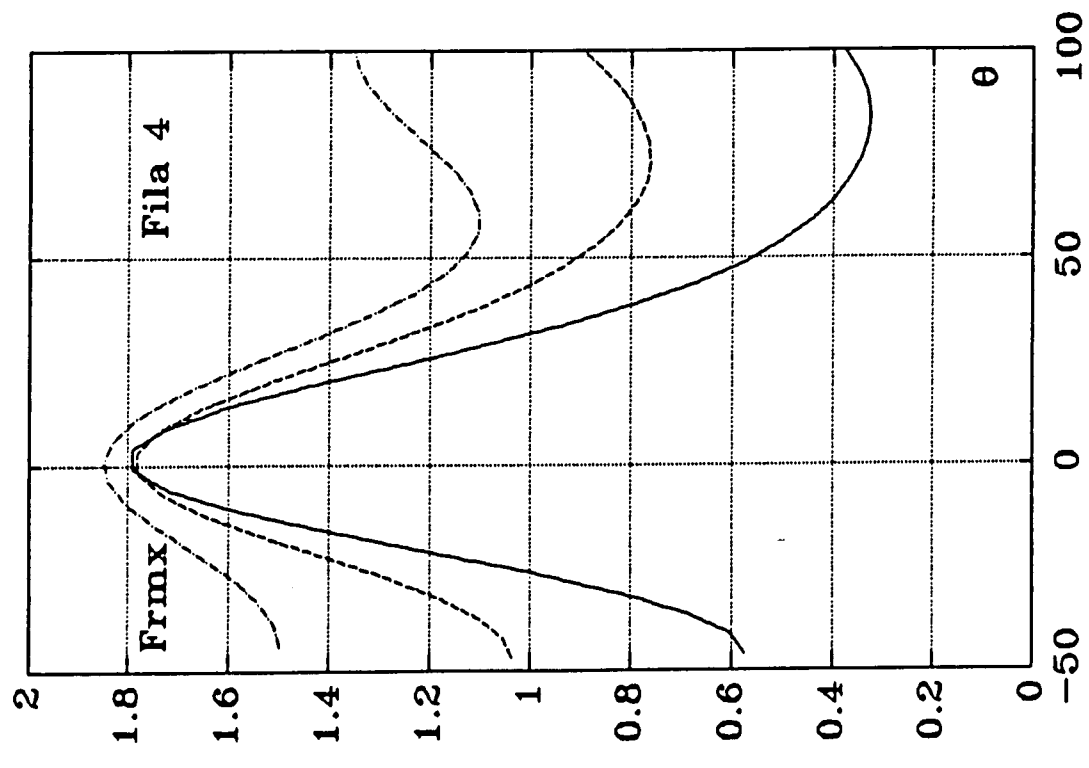


Fig. 6.28: $F_{rmx}=f(\theta)$ no feixe alinhado e fila 4 ver legenda na figura 6.22

caracter qualitativo, pretendendo-se apenas tentar encontrar justificações para um resultado bastante afastado daquilo que seria de esperar.

A resposta à questão inicial, ou seja, saber se a montante do ponto de colisão se desenvolve uma camada limite estável ou se existe uma zona de recirculação predominantemente instável, não se pode dar com base nos presentes resultados. Por um lado, existe simetria na distribuição de F_{rx} a montante e jusante do ponto de colisão. Por outro, a variação do coeficiente de transferência de calor entre o ponto de colisão e 0° é muito mais importante que entre a separação e o ponto crítico posterior (180°). Estes dois factos poderiam levar a concluir que estavamos perante um desenvolvimento laminar. No entanto, quando se procurou justificar a variação de F_{rx} com a posição e o nº de Reynolds teve-se que avançar com a influência de uma zona de recirculação nos coeficientes de transferência na região laminar.

C) Na figura 6.29A vê-se que na generalidade das situações o F_{rx} máximo aumenta à medida que se penetra no feixe (resultado como se viu do aumento da turbulência), excepto para os dois maiores Re_{mx} em que existe uma redução desse número quando se passa da terceira para a quarta fila. Comportamento idêntico foi também observado por Baughn e outros [6] da segunda para a terceira fila (estes autores obtiveram estabilização da transferência de calor a partir da terceira fila) que o justificaram com base na redução da intensidade de turbulência das camadas livres que chocam com o terceiro cilindro embora esta redução não tenha sido justificada satisfatoriamente.

D) Das fig. 6.22 a 6.25 extraíram-se os dados da tabela 6.1.

Tabela 6.1: resultados obtidos no feixe alinhado:
pontos de separação, θ_s , e readerência da camada
da camada livre, θ_r

Fila	1	2		3		4	
Remx	θ_s	θ_r	θ_s	θ_r	θ_s	θ_r	θ_s
4900	115°	55°	120°	54°	130°	46°	130°
14800	125°	43°	103°	48°	132°	47°	124°
27900	129°	39°	ND	45°	142°	44°	ND

ND- separação não detectada

Nota: o ponto de readerência foi considerado coincidente com o máximo de transferência de calor.

Kostic e Oka [14] obtiveram ângulos de readerência no segundo cilindro cerca de 15° mais adiantados dado que a camada limite laminar se separou do primeiro cilindro aos 85°.

Eastop e Turner [10] e Baughn e outros [6] concluíram que o valor de θ_r é fortemente condicionado pela localização da separação no cilindro precedente, deslocando-se para jusante com o adiantamento de θ_s .

No entanto nem só a separação no cilindro precedente condiciona o ponto de colisão no seguinte. Kostic e Oka [14] com separação laminar no primeiro cilindro fixa (80°/85°) obtiveram redução de θ_r com o aumento de Reynolds na gama $13000 \leq Re \leq 40000$.

Também o crescimento da intensidade de turbulência reduz θ_r tal como concluíram Norberg e outros [18]. Ao longo da primeira linha da tabela 6.1 observa-se o efeito conjunto da intensidade de turbulência e do ângulo de separação no cilindro anterior. Na terceira coluna (θ_r na 2ª fila) os valores de θ_r são afectados conjuntamente pela separação e pelo Reynolds. Nos restantes casos não é possível retirar conclusões dos dados disponíveis.

E) Apenas nos ensaios com $Re_{mx} \approx 27900$ se detecta a passagem ao regime crítico (figura 6.21), sendo menos nítida na segunda e terceira fila, mas bastante clara na quarta. Os pontos de separação turbulenta não se conseguiram detectar na segunda e quarta fila, o mesmo já não se passando na terceira fila (tabela 6.1). Tal como no caso de alguns ensaios do feixe escalonado, o grande adiantamento da separação turbulenta pode constituir motivo para a sua não detecção (medições de 15° em 15°). Verifica-se que o regime crítico no caso do feixe alinhado só se alcança com Reynolds mais elevados do que num feixe escalonado, o que confirma os resultados de Zukauskas [29].

Kostic e Oka [14] obtiveram para $Re_\infty = 13000$ (correspondente aproximadamente ao presente ensaio com $Re_{mx} \approx 27900$) os seguintes resultados para o segundo cilindro:

$Pl=2.0$, transição a $\theta=118^\circ$, sep. turbulenta a $\theta=145^\circ$

$Pl=2.3$, sep. laminar a 120°

Embora a comparação destes valores directamente com os com os obtidos neste trabalho seja difícil dado os factores de bloqueio serem diferentes (0.2 vs. 0.52) não deixa de ser interessante que sendo o presente passo longitudinal, $Pl=2.2$, se

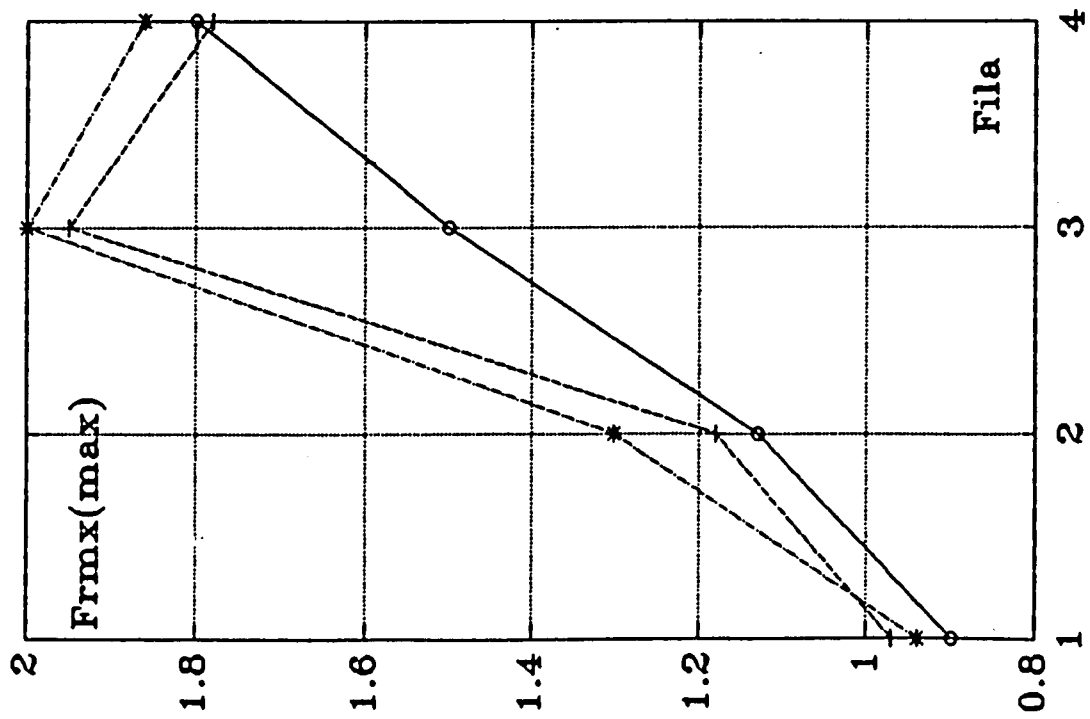


Figura 6.29A: Valor máximo de F_{rmax} para as várias filas; ver legenda na fig.6.22

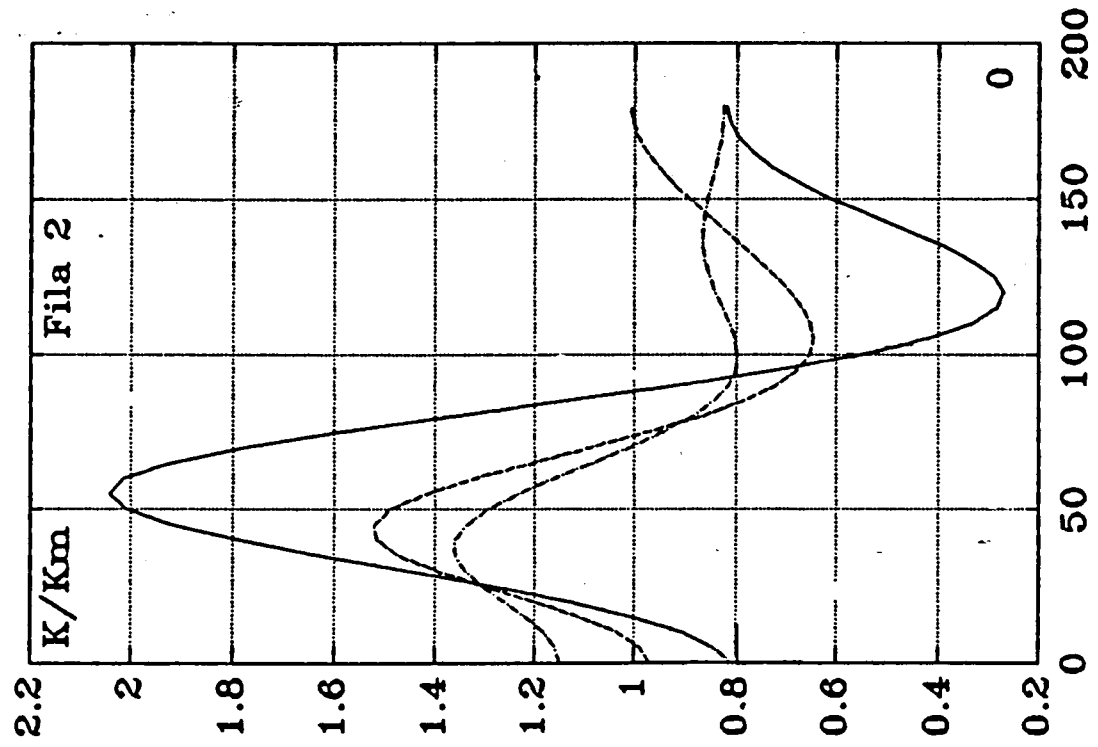


Figura 6.30: $K/Km=f(\theta)$ no feixe alinhado e fila 2; ver legenda na figura 6.22

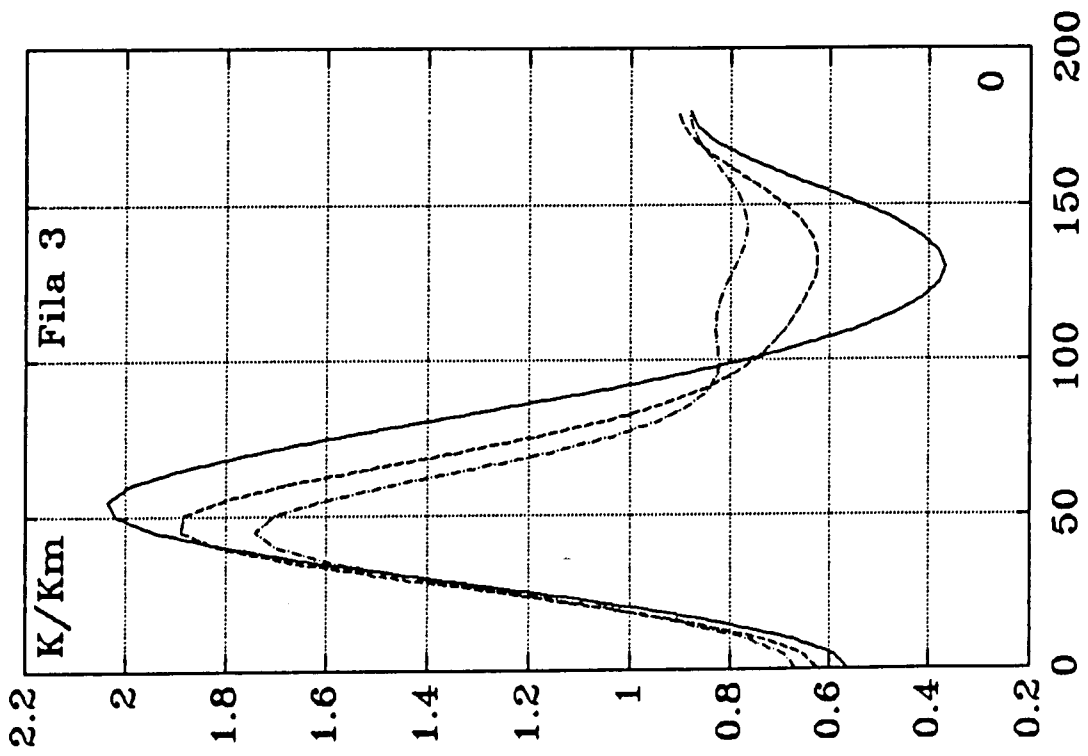


Figura 6.31: $K/K_m=f(\theta)$ no feixe alinhado e fila 3; ver legenda na figura 6.22

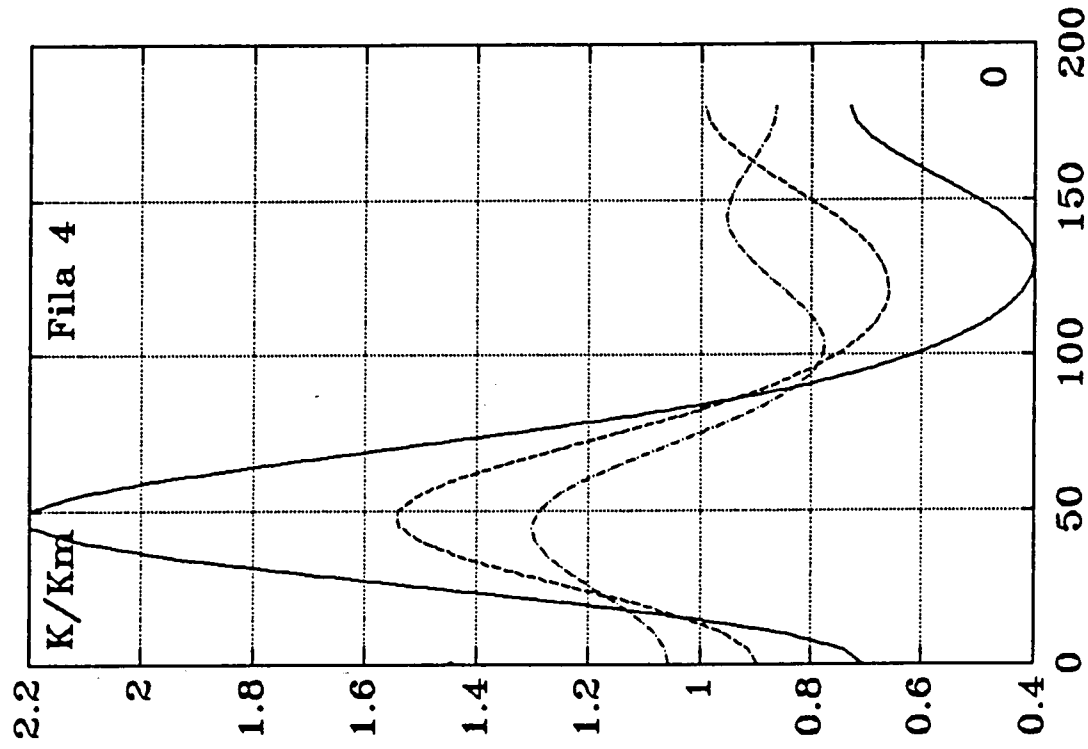


Figura 6.32: $K/K_m=f(\theta)$ no feixe alinhado e fila 4; ver legenda na figura 6.22

tenha obtido na segunda fila um regime crítico incipiente, como seria previsível através destes resultados de Kostic e Oka.

F) Nas figuras 6.30 a 6.32 apresenta-se a distribuição do quociente K/K_m para as filas 2 a 4, não se tendo representado a correspondente à primeira fila dado que, como se viu atrás, os resultados são próximos de fila análoga do feixe escalonado, podendo-se neste caso usar a figura 6.11 para efeitos de comparação. Contrariamente a este feixe em que as curvas referentes aos vários Reynolds se aproximavam bastante principalmente na região laminar, no alinhado existe uma dispersão mais acentuada.

Tabela 6.2 : Valores do coeficiente de não uniformidade, Y , para as diversas filas e Reynolds do feixe escalonado.

Fila Remx	1	2	3	4
4900	1.2	1.8	1.7	1.8
14800	1.1	0.8	1.2	0.8
27900	1.0	0.6	1.0	0.5

Os comentários feitos acerca da figura 6.18A aplicam-se aos dados constantes na tabela 6.2. Y desce com o aumento de Reynolds, sendo esta descida mais acentuada nas filas 2 e 4 do que na 1, encontrando-se a fila 3 numa posição intermédia. Para

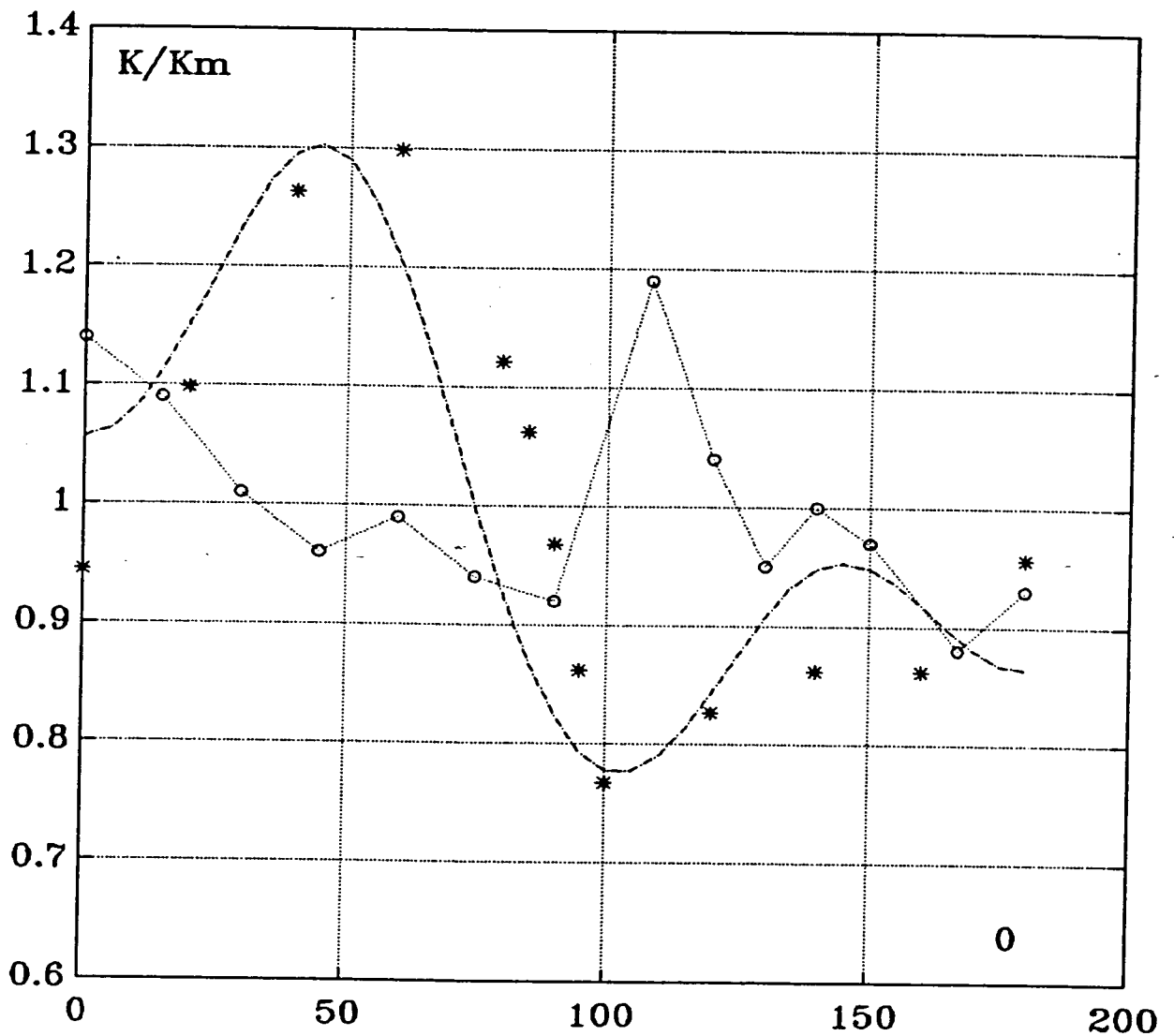


Figura 6.33: Comparação entre dados obtidos no presente trabalho com resultados publicados (feixe alinhado)

(--)- dados do presente trabalho para $Remx=27900$ na fila 4

o - Zukauskas [24] em escoamento de água, $Remx=80000$ (filas interiores) e feixe 1.5×1.5

* - Baughn e outros [6] em escoamento de ar, $Remx=34600$, terceira fila e feixe 2.0×2.0

Reynolds baixos Y é nitidamente superior nas filas interiores, situação que se inverte com o crescimento desse número.

G) Na figura 6.33 comparam-se alguns dos presentes resultados com valores publicados. A aproximação aos resultados de Baughn é razoável pois o ponto de separação aparenta estar localizado na mesma posição angular (100°) embora o ponto de colisão esteja um pouco afastado ($\approx 10^\circ$). Na região de camada limite laminar existe uma grande similaridade entre as distribuições, ocorrendo maiores diferenças na parte posterior do cilindro onde Baughn não obteve um máximo distinto. Relativamente aos valores de Zukauskas a diferença é grande já que o máximo frontal é praticamente inexistente embora este autor também obtivesse regime crítico (atender ao Reynolds). O desenvolvimento da camada limite de transição ocorre mais a montante, e é mais curto.

6.1.3. TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO PONTO DE ESTAGNAÇÃO FRONTAL

Na figura 6.34 apresentam-se os resultados do ajuste de K' em função de Re^m , para o ponto crítico frontal e primeira fila. K' é definido por:

$$K' = Nu \ Pr^{-0.35} \ (Pr/Pr_w)^{-0.25} \quad (6.1)$$

O expoente do Reynolds é bastante próximo do esperado (0.49 vs. 0.5 na eq.3.2). Se se tivesse considerado neste ajuste os valores de K' referentes ao Reynolds inferior (2400) o expoente obtido seria 0.44.

Na fig.6.35 comparam-se os resultados previstos pela equação de Zukauskas (3.2) com os correspondentes ao presente ajuste. A razão para que estes sejam superiores aos primeiros prende-se com certeza com o factor de bloqueio bastante elevado na instalação experimental utilizada. Zukauskas [28] sugeriu a utilização do seguinte factor correctivo para o cálculo de K' em regime crítico:

$$K' = a \ Re^m \ (1 + 0.7Fb)^2 \quad (6.2)$$

Não aponta no entanto nenhuma correção a usar para regime subcrítico. Se se usar este mesmo factor em (3.2) a curva obtida será a que se representa na figura 6.35, verificando-se que está um pouco acima da experimental. No entanto se se usar

$$(1 + 0.15 Fb^2) \quad (6.3)$$

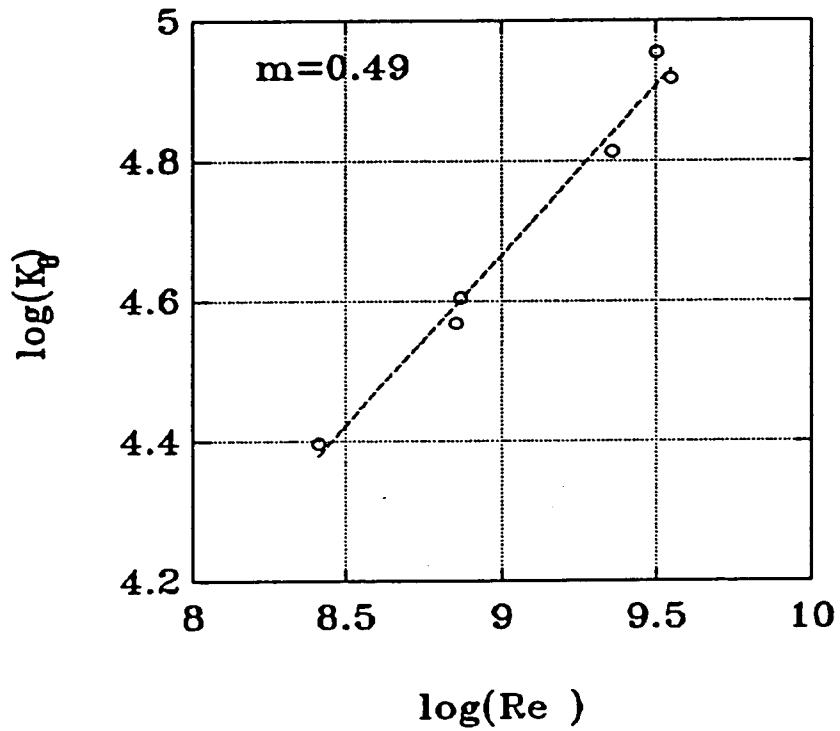


Figura 6.34: Ajuste de K_e e Re^m , sendo K_e o valor de K obtido na primeira fila para para $\theta=0^\circ$

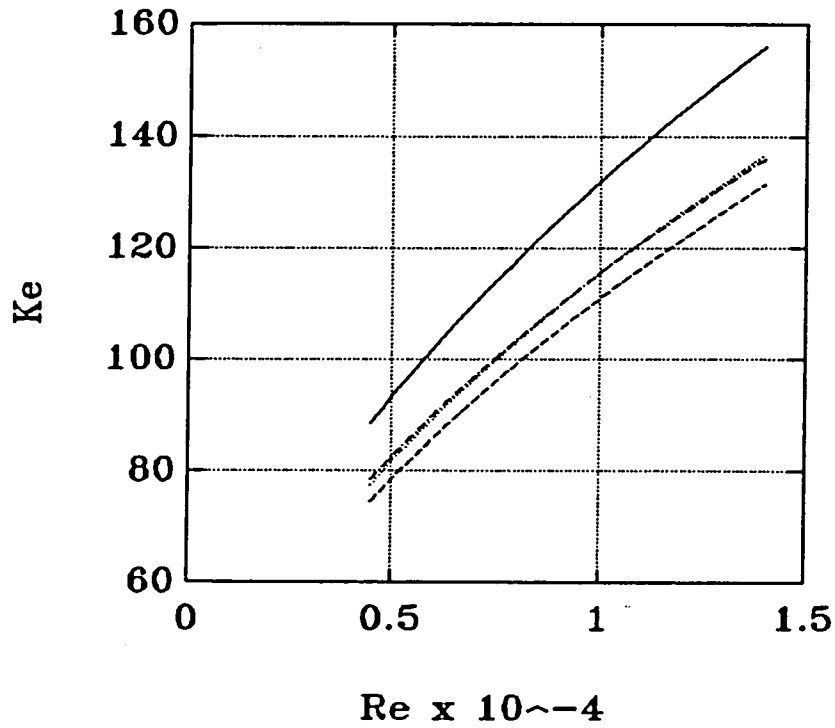


Figura 6.35: K_e em função de Re^m

(--) - eq.3.2 : (—) - eq.3.2+factor correctivo reg.critical
 (··) - eq.3.2+factor correctivo (6.3) : (-·) - ajuste exper.

a curva experimental e a prevista praticamente coincidem (figura 6.35).

Estes resultados levam a concluir que a intensidade de turbulência no escoamento antes do feixe é muito baixa (a equação 3.2 é válida apenas para intensidades de turbulência inferiores a 1%).

6.1.4 TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO PONTO DE READERÊNCIA DA CAMADA LIVRE

Kostic e Oka [14] concluíram que a transferência de calor no ponto de readerência da camada livre é proporcional ao Reynolds levantado a um expoente m , sendo $m=0.55$ se o passo longitudinal for superior a 2.7, e $m=0.67$ se o mesmo passo for inferior a 2.7. Os valores obtidos neste trabalho constam da figura 6.36. Tal como já se tinha observado na figura 6.29A existe uma quebra de transferência de calor na parte frontal do cilindro entre a terceira e a quarta fila do feixe alinhado, manifestando-se desta vez por uma redução do valor de m , entre 0.69 para a terceira e 0.52 para a quarta.

A subida do valor de m da segunda para a terceira fila deverá ter a ver com a facto do aumento de turbulência entre estas filas ser também função do Reynolds.

Kostic e Oka usaram dois cilindros em série. De acordo com Baughn [6] a existência de um terceiro cilindro na mesma linha não afecta o que se passa na zona frontal do segundo. Assim o

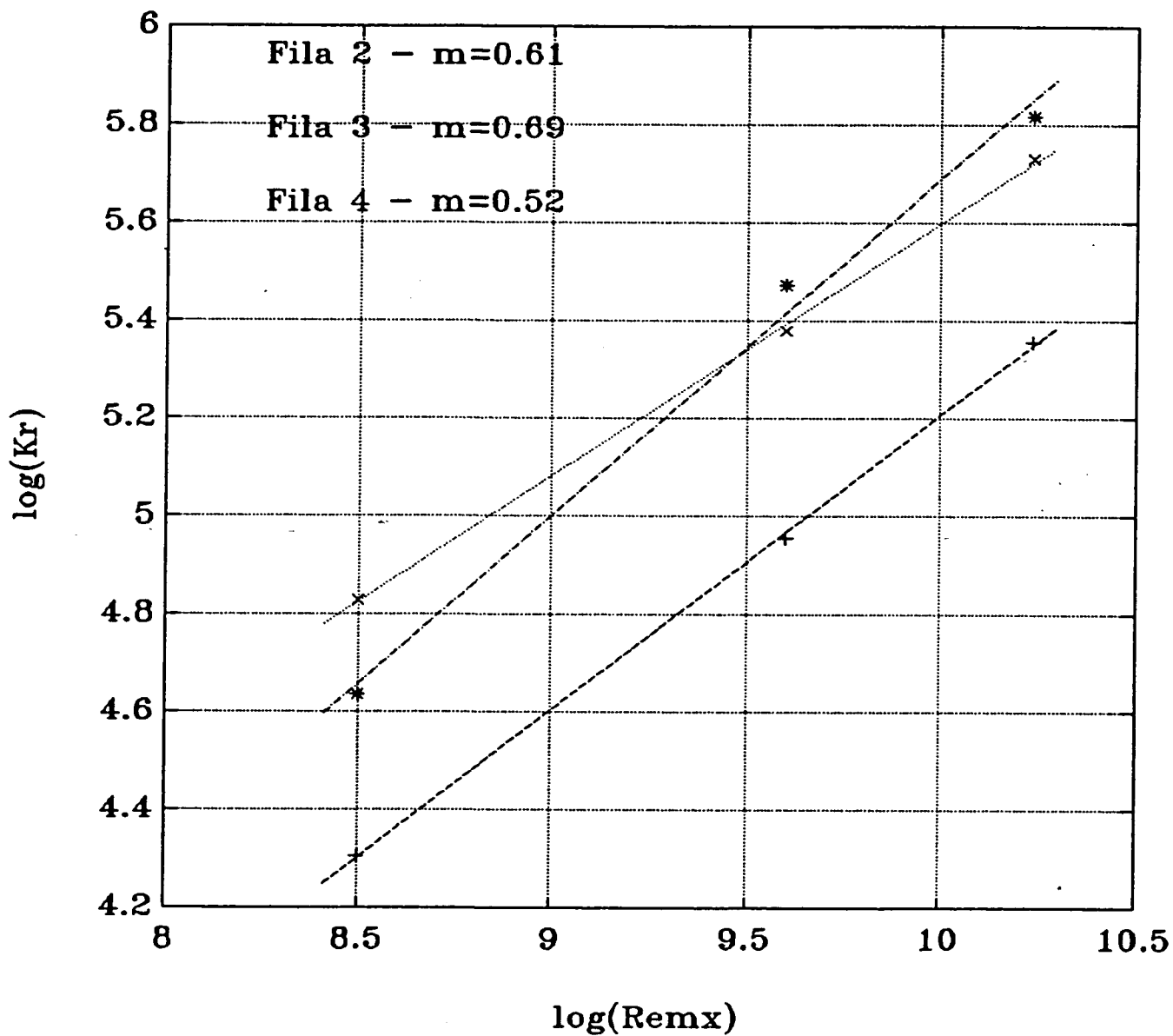


Figura 6.36: $\log(K_r)$ em função de $\log(\text{Re}_m x)$

K_r - valor de K no ponto de readeração da camada livre
 (cilindros do feixe alinhado)

+ (- -) - fila 2 : * (- ·) - fila 3 : x (··) - fila 4

valor de m para a segunda fila (0.61) é o adequado para comparar com o previsto por Kostic e Oka para $Pl < 2.7$, ou seja $m = 0.67$. A diferença deverá ter a ver com o maior factor de bloqueio da presente instalação experimental que provoca o atraso da separação laminar no primeiro cilindro e também com a influência dos cilindros colocados na mesma fila.

6.1.5. TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO INÍCIO DA CAMADA LIMITE TURBULENTA

Como se viu, o início da turbulência coincide com um máximo de transferência de calor. No presente trabalho obteve-se regime crítico e supercrítico no feixe escalonado para as filas 2 a 4. Os valores de K neste máximo (K_t) foram ajustados aos respectivos Reynolds para cada uma das filas ($K_t \propto Re^n$), encontrando-se os resultados nas figuras 6.37 a 6.39. Para as filas 2 e 4 obteve-se, respectivamente, $m = 0.79$ e $m = 0.82$. Estes valores aproximam-se bastante do obtido por Achenbach [3] ($m = 0.8$), embora o ajuste da quarta fila não seja o melhor.

Na terceira fila o valor de m obtido foi 0.94 não considerando o ponto correspondente ao Reynolds superior (se se incluir também este o resultado é $m = 1.1$).

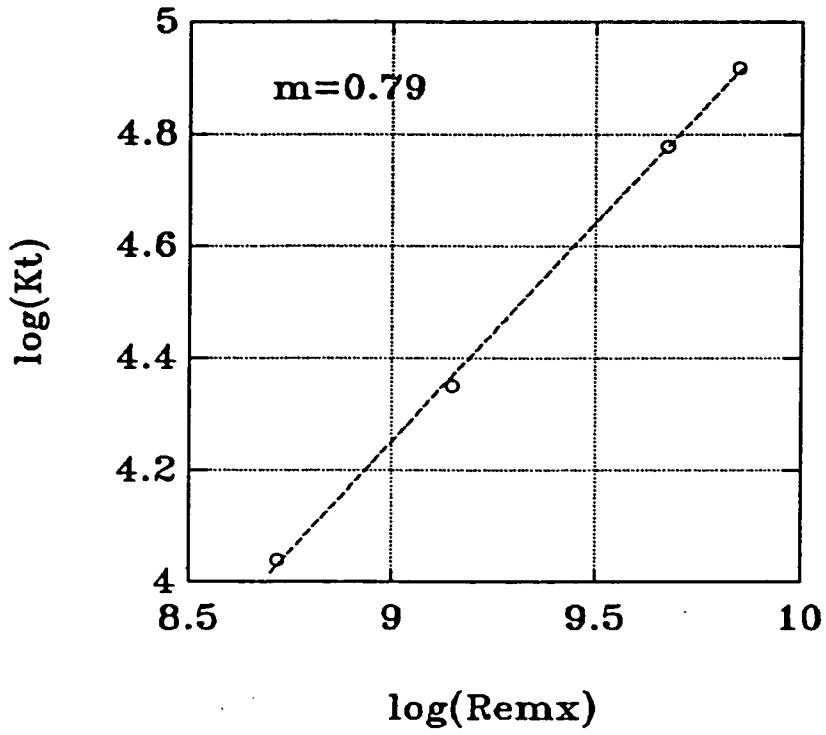


Figura 6.37: Ajuste de Kt e $Remx$ para a segunda fila do feixe escalonado

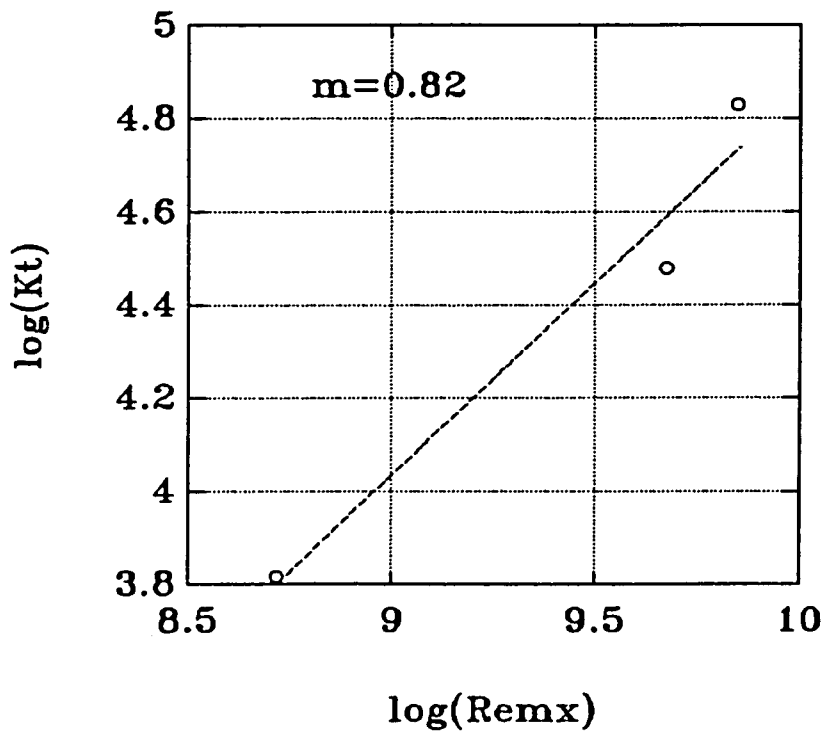


Figura 6.38: Ajuste de Kt e $Remx$ para a terceira fila do feixe escalonado

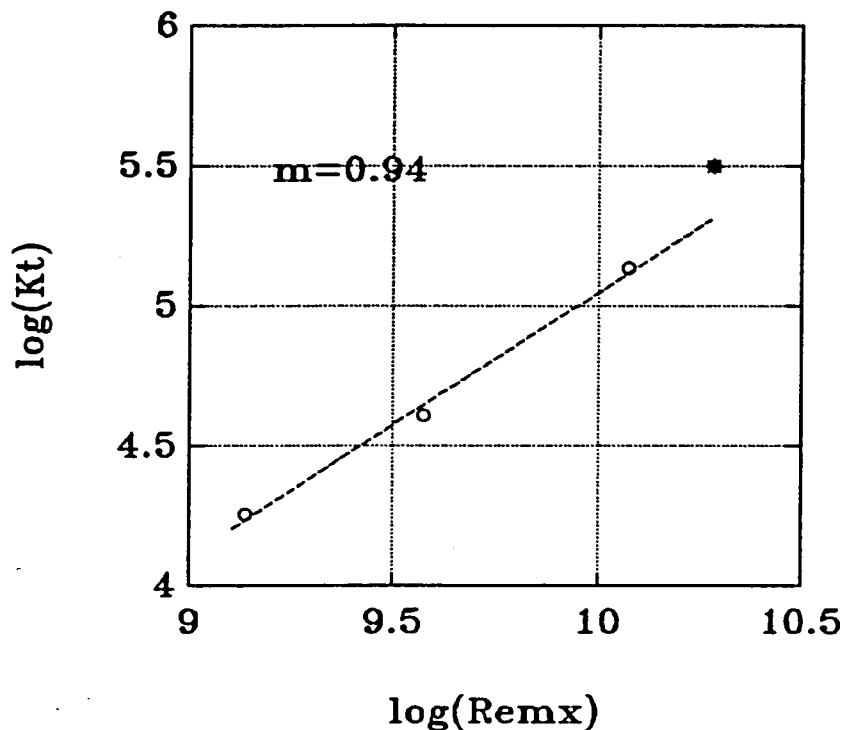


Figura 6.39 : Ajuste de Kt e Re_m para a quarta fila do feixe escalonado.

6.2. COEFICIENTES MÉDIOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Na figura 6.40 comparam-se os valores médios experimentais dos coeficientes de transferência (K_m) com os previstos por 3.3 para o caso do feixe escalonado. Neste gráfico usou-se o Reynolds baseado na velocidade máxima da fila em causa. Na generalidade dos casos os pontos referentes às duas primeiras filas situam-se abaixo da curva, enquanto que os respeitantes às terceira e quarta filas se encontram acima dos valores previstos pela equação de Zukauskas. Se relativamente às primeiras o resultado é normal, no que toca às últimas esperava-se uma maior concordância particularmente nos Reynolds mais elevados.

A transferência de calor média num cilindro relaciona-se

com o Reynolds por uma equação do tipo:

$$K_m = a \text{ Rem}^m \quad (6.4)$$

Esta equação depois de linearizada serviu para efectuar o ajuste dos resultados experimentais (K_m e Rem), obtendo-se valores de a e m para as várias filas, pelo processo de minimização do quadrados dos resíduos. Estes valores encontram-se na tabela 6.3 (obtidos sem se considerarem os ensaios com Reynolds mais baixo) e as respectivas representações gráficas na fig.6.41.

Tab. 6.3: valores de a e m para as 4 filas estudadas do feixe escalonado.

fila	a	m
1	0.23	0.60
2	0.26	0.62
3	0.10	0.74
4	0.30	0.63

A excepção da fila 3 os expoentes do Reynolds concordam bastante bem com o previsto por Zukauskas (0.6) para feixes escalonados. No caso da terceira fila o valor encontrado reflecte a passagem para regime supercrítico nesta fila, como já foi mencionado anteriormente. Naturalmente que os maiores afastamentos da figura 6.40 se justificam de igual forma.

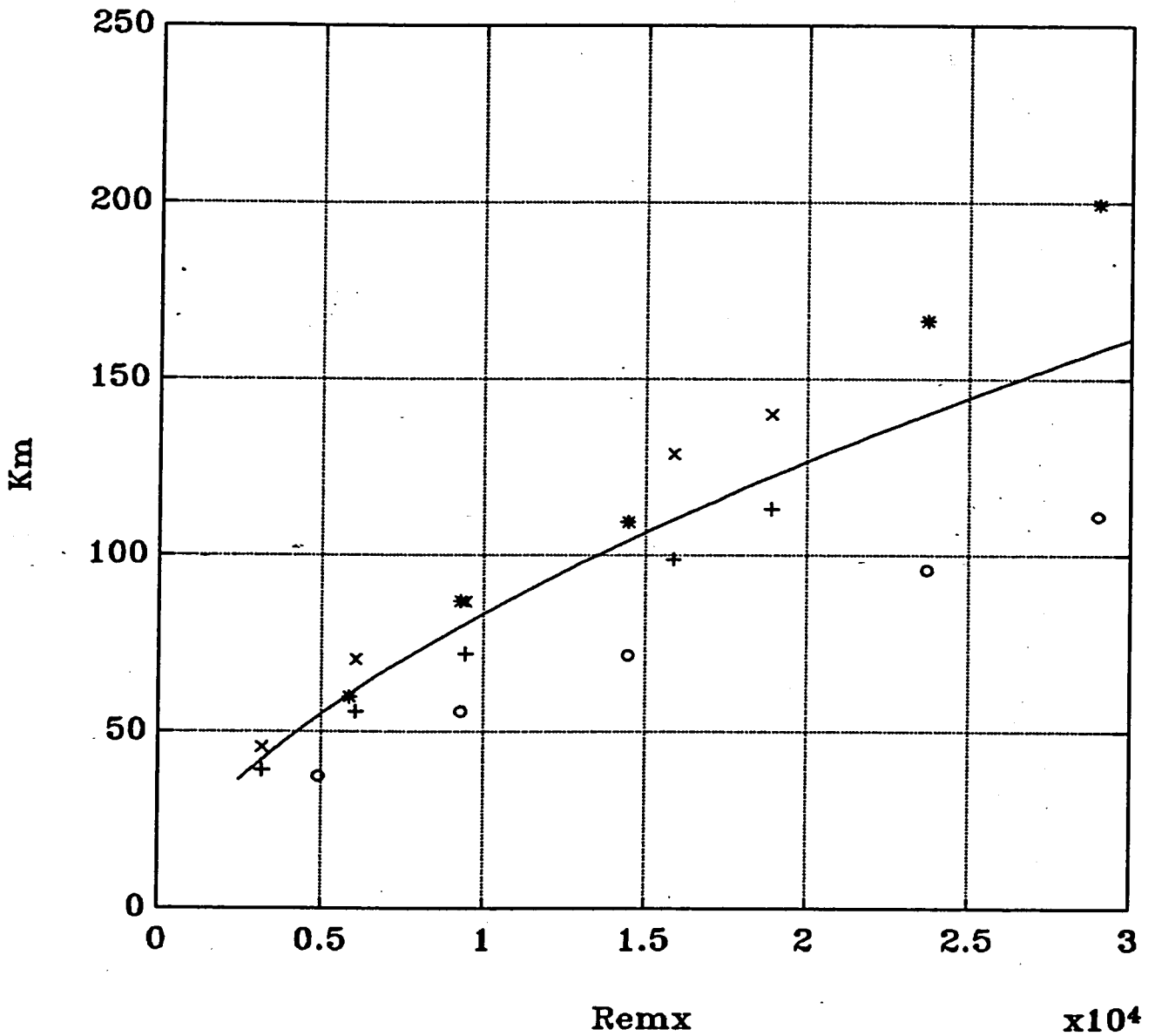


Figura 6.40: Km em função de Remx para as diversas filas do feixe escalonado

(—) equação 3.3 de Zukauskas

o - fila 1 : + - fila 2 : * - fila 3 : x - fila 4



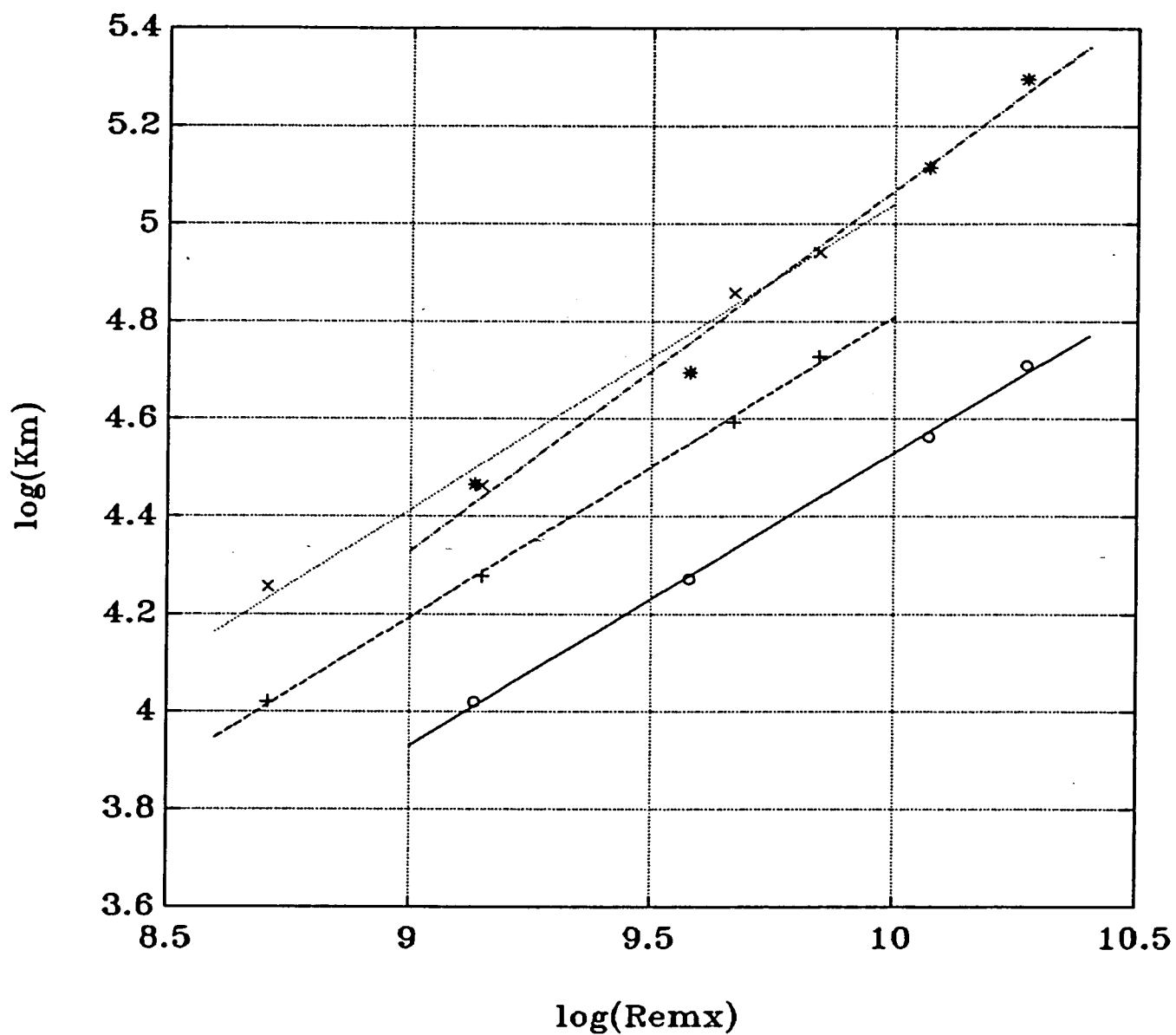


Figura 6.41: Ajuste dos valores experimentais de Km e Remx para o feixe escalonado

- o (—) - fila 1
- + (--) - fila 2
- * (-·) - fila 3
- x (··) - fila 4

Na figura 6.42 encontram-se os resultados médios obtidos para o feixe alinhado. De uma forma geral a aproximação à equação de Zukauskas é bastante pior do que no feixe anterior, embora também se possa dizer que existe uma tendência para que as duas primeiras filas fiquem abaixo da curva e as restantes acima.

Na tabela 6.4 encontram-se os resultados dos ajustes efectuados para este feixe, e na figura 6.43 os respectivos gráficos.

Tab. 6.4 : valores de a e m para as 4 filas estudadas do feixe alinhado

fila	a	m
1	0.14	0.65
2	0.031	0.83
3	0.079	0.77
4	0.059	0.81

Os valores obtidos são bastante diferentes daquilo que seria de esperar, ou seja um valor de m compreendido entre 0.6 e 0.65 [29]. Naturalmente que estes resultados se encontram prejudicados pelo facto de se ter efectuado um ajuste de primeiro grau com apenas três pontos. Face às figuras 6.22 a 6.25 nem se pode afirmar que exista uma alteração de regime bem marcada uma vez que as distribuições circunferenciais de K são semelhantes para os três Reynolds, aparte o regime crítico incipiente no caudal mais elevado. É visível nestas figuras a grande variação

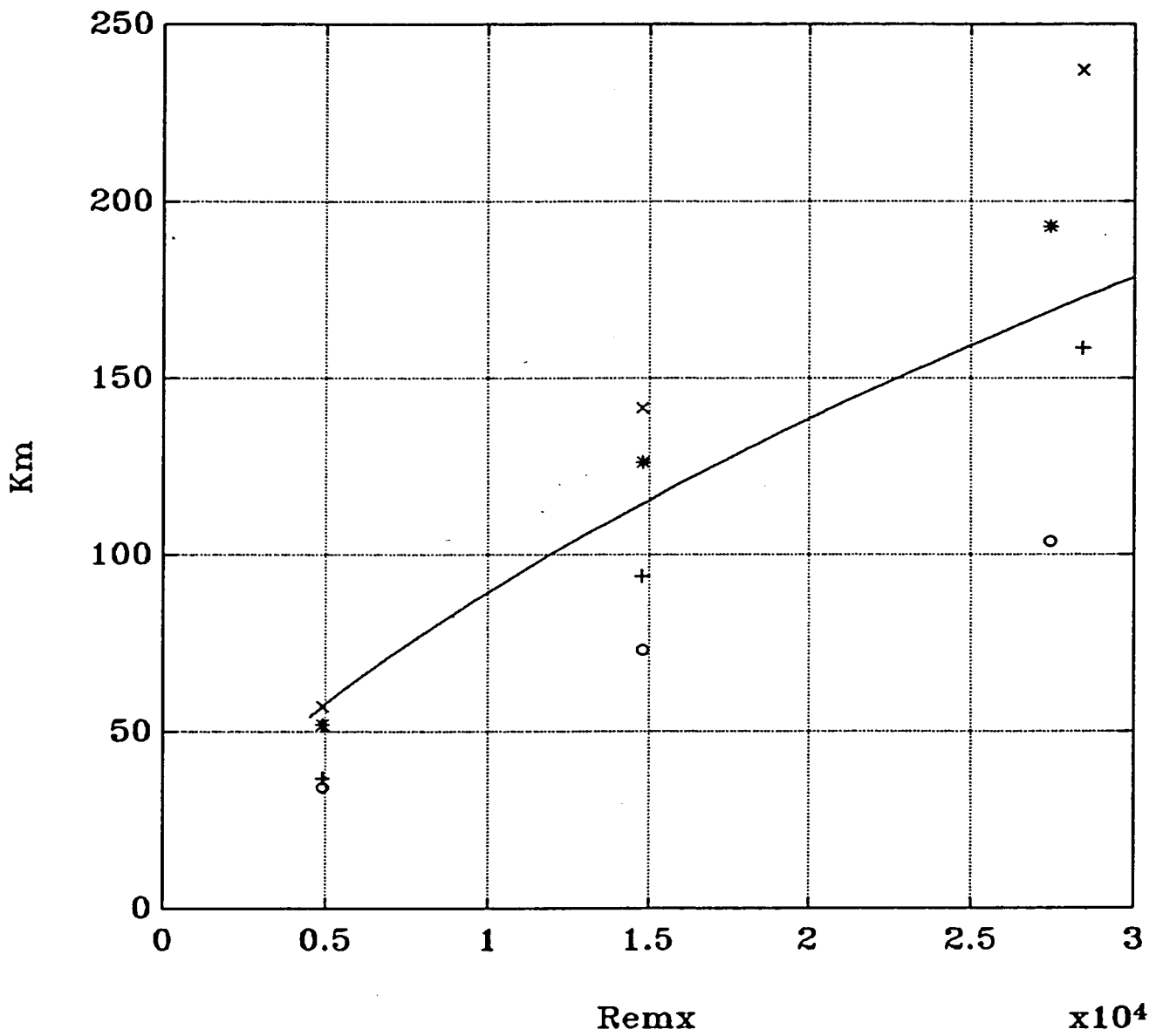


Figura 6.42: Km em função de Remx para as diversas filas do feixe alinhado

(—) equação 3.4 de Zukauskas

o - fila 1 : + - fila 2 : * - fila 3 : x - fila 4

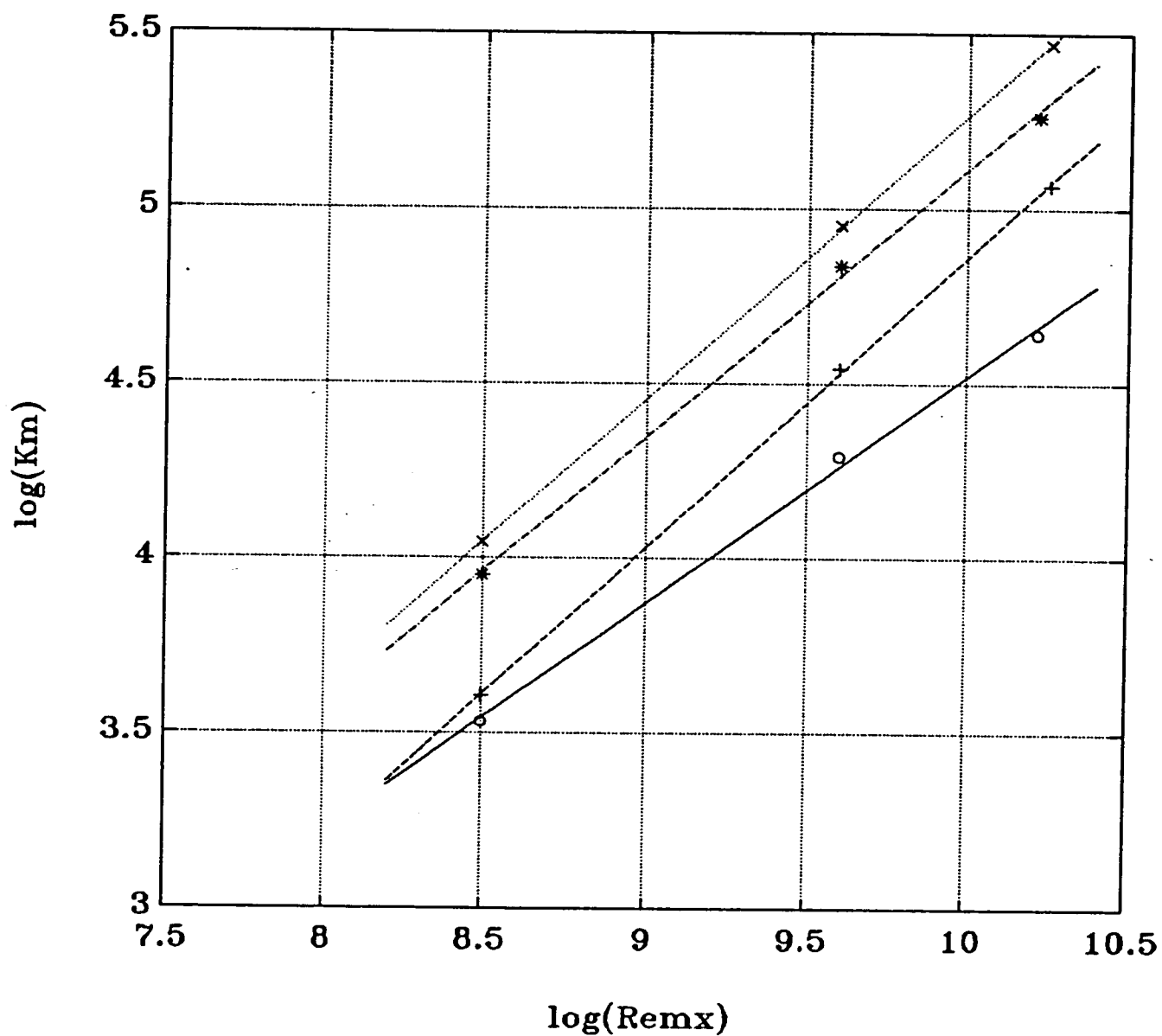


Figura 6.43: Ajuste dos valores experimentais de Km e Remx para o feixe alinhado

- o (—) - fila 1
- + (--) - fila 2
- * (-·) - fila 3
- x (··) - fila 4

de K com Remx, não só na parte frontal do cilindro como também na zona posterior o que constitui uma diferença assinalável relativamente ao feixe escalonado.

Tabela 6.5: Quocientes entre os valores de Km de filas interiores e os da primeira fila

Feixe escalonado				Feixe alinhado			
Fila	2	3	4	Fila	2	3	4
Re _m				Re _m			
2400	1.0	1.6	1.2	2400	1.1	1.5	1.7
4500	1.0	1.6	1.3				
7000	1.0	1.5	1.2	7100	1.3	1.7	1.9
11600	1.0	1.7	1.3				
14000	1.0	1.8	1.3	13400	1.5	1.9	2.3

Na tabela 6.5 pode-se verificar que no feixe alinhado a transferência de calor não dá mostras de estabilizar da segunda para a quarta fila o que é um resultado diverso daquele que se encontra publicado. Pode-se também afirmar que o nº de Reynolds tem uma importância assinalável na intensificação dos valores médios de K ao longo das várias filas.

No feixe escalonado, dada a sua construção, a velocidade média nas filas pares é inferior à das filas ímpares. Por esse motivo existe uma quebra de transferência de calor da terceira para a quarta fila. Da primeira para a segunda fila a

transferência de calor mantem-se constante. No entanto se se descontar o efeito dos diferentes Remx dividindo os Km por $\sqrt{\text{Remx}}$, os valores obtidos para os quocientes das segunda e quarta fila serão, respectivamente, 1.3 e 1.6, o que já denota evolução entre a fila 1 e 2, e uma maior aproximação entre as duas últimas. Contrariamente ao feixe alinhado, neste a influência do Reynolds na intensificação da transferência de calor é nula, à excepção da terceira fila.

Tabela 6.6: Valores médios de Frmx na terceira fila de ambos os feixes.

feixe escalonado		feixe alinhado	
Remx	Frnx	Remx	Frnx
4900	0.86	4900	0.74
14400	0.92	14800	1.04
29000	1.17	27900	1.16

Na tabela 6.6 verifica-se que nenhum dos feixes na gama de Reynolds estudada se pode considerar mais eficiente a transferir calor. Deve-se ter presente que existem dois factores muito importantes que condicionam estes valores:

- caminhos preferenciais no feixe escalonado que tendem a baixar a transferência de calor.

- a segunda fila de ambos os feixes é diferente não sendo

muito arriscado pensar que também este factor joga contra o escalonado.

7. CONCLUSÕES

7.1. PRIMEIRA FILA

A distribuição dos coeficientes de transferência de calor para esta fila aproxima-se da de um cilindro isolado na mesma gama de Reynolds ($4900 < Re_m < 29000$) na medida em que o regime se mantém subcrítico e a recuperação de calor na zona posterior de recirculação é baixa, particularmente quando $Re_m = 4900$. Neste Reynolds a esteira é laminar sobre o ponto de estagnação posterior o que leva à existência de reduzidas taxas de transferência de calor.

No entanto existem duas diferenças significativas ambas justificadas com base no elevado factor de bloqueio da instalação ($F_b = 0.52$). Por um lado o máximo de transferência de calor não se situa no ponto crítico frontal mas sim $35^\circ/40^\circ$ a jusante. Por outro a separação laminar ocorre a $\approx 120^\circ$ e não a $\approx 82^\circ$.

Não se detectaram efeitos da turbulência na primeira fila uma vez que o factor K no ponto de estagnação frontal é proporcional à raiz quadrada do Reynolds e os valores obtidos se aproximam bastante dos previstos pela equação de Zukauskas.

7.2. FILAS INTERIORES DO FEIXE ESCALONADO

Nas fila interiores os coeficientes médios de transferência de calor sobem relativamente à primeira, com a excepção da segunda em que são praticamente iguais. Isto deve-se ao facto de nas filas

pares deste feixe existir apenas um tubo, enquanto que nas ímpares existem dois. Isto implica naturalmente que a velocidade média do escoamento fora da camada limite seja superior nestas últimas. Por esta mesma razão a transferência de calor global na terceira fila é superior à quarta, sendo ao mesmo tempo entre 60% e 80% mais elevada que na primeira, aumentando esta diferença com o Reynolds.

Na segunda e quarta fila a distribuição circunferencial dos coeficientes de transferência de calor é semelhante, registando-se em ambas dois mínimos de transferência de calor para $Re_{mx} > 3200$, correspondendo o primeiro ao início da transição e o segundo à separação da camada limite turbulenta. O máximo intermédio respeita ao fim da transição e início da turbulência. As localizações médias destes pontos foram as seguintes:

- transição: 70°
- turbulência: 105°
- separação: 140° (fila 2), 140° a 160° (fila 4)

O ponto de separação na fila 4 desloca-se para jusante com o crescimento do Reynolds. Todos os outros não mostraram sensibilidade à velocidade. Este tipo de distribuições são típicas do regime supercrítico, embora não o seja a estabilidade do início da transição relativamente ao Reynolds e o facto do máximo absoluto de transferência de calor se situar a 0° e não no início da turbulência. A transferência de calor após a separação é inferior na fila 4 relativamente à 2 provavelmente devido à redução do número de Strouhal com o aumento da turbulência.

Na terceira fila a distribuição é semelhante à primeira quando $Re_{mx} = 4900$. Para caudais mais elevados ($9300 \leq Re_{mx} \leq 23700$)

ocorre regime crítico com transição iniciada entre 80° e 100° , turbulência entre 120° e 140° e separações muito adiantadas. No Reynolds mais alto, $Re_{mx}=29000$, obteve-se regime supercrítico, com transição, turbulência e separação situadas aproximadamente nos mesmos locais das filas pares. O máximo de transferência de calor deslocou-se para o início da camada limite turbulenta.

O facto de se obter regime supercrítico na terceira fila mais tarde do que nas pares deverá ter a ver com a elevada velocidade no exterior da camada limite laminar que implica redução das flutuações da velocidade transversal.

7.3. FILAS INTERIORES DO FEIXE ALINHADO

Os coeficientes médios de transferência de calor subiram apreciavelmente e continuamente ao longo das várias filas, atingindo na quarta valores 70% a 130% superiores aos da primeira, sendo que as maiores diferenças ocorriam nos maiores Reynolds.

O máximo de transferência de calor ocorre na parte frontal do cilindro, correspondendo à reaterência da camada livre separada do cilindro anterior.

Nos ensaios efectuados com $Re_{mx}=4900$ e 14800 o regime manteve-se subcrítico nas filas interiores com separações laminares situadas entre 120° e 130° e reaterências compreendidas entre 45° e 55° .

Quando $Re_{mx}=27900$ ocorre uma alteração de regime. Nas filas 2 e 3 nota-se o início do regime crítico ainda de uma forma muito

incipiente, embora na quarta esteja já perfeitamente definido. Neste Reynolds o máximo de transferência de calor situou-se entre 40° e 45° e as separações ocorrem bastante a jusante.

7.4. COMPARAÇÃO DOS DOIS FEIXES

O regime crítico inicia-se a Reynolds mais baixos no feixe escalonado do que no alinhado, não se tendo obtido neste último regime supercrítico na gama de Reynolds estudada.

Em ambos os feixes a uniformidade da distribuição dos coeficientes de transferência de calor é semelhante, aumentando com o crescimento do Reynolds. No entanto para o Reynolds mais baixo ($Re_w=2400$) é menor nas filas interiores relativamente à primeira fila, situação que se inverte nos Reynolds mais elevados.

Não se obtiveram dados que permitam concluir sobre qual o feixe mais eficiente a transferir calor.

8. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Sugerem-se de seguida um conjunto de ensaios cuja principal finalidade seria a de complementar os resultados obtidos no presente trabalho, no sentido de esclarecer algumas das questões levantadas.

- No feixe alinhado e nas filas ímpares do escalonado as medidas de temperatura foram feitas na parte inferior dos cilindros tal como se mostra na figura 4.6. De acordo com resultados publicados e já mencionados no capítulo 6, não se prevê que exista efeito de parede na transferência de calor nos cilindros. Para avaliar experimentalmente esta situação devem-se efectuar ensaios em que as temperaturas são medidas em todo o perímetro do tubo. Caso existam diferenças, as condições fronteira do modelo matemático usado (capítulo 5) teriam que ser alteradas o que permitiria a comparação posterior dos resultados.

- No sentido de avaliar o efeito do fim do feixe nos coeficientes de transferência de calor, poderiam ser efectuados ensaios na quinta e sexta fila.

- Nas zonas onde foram detectados mínimos ou máximos de transferência de calor a repetição dos ensaios rodando o tubo instrumentado apenas 5° de cada vez, permitiria localizar eficientemente esses pontos.

- Em alguns ensaios não se detectaram pontos de separação turbulenta devido ao adiantamento destes, devendo-se portanto repetir o procedimento anterior também nestes casos.

- Usar permutadores com oito filas no sentido de avaliar a evolução da transferência de calor ao longo do feixe,

particularmente a estabilização desta.

- Repetir os ensaios do feixe escalonado colocando meios tubos nas filas pares e observar se se mantem o regime supercrítico.

A instalação usada permite aumentar o alcance do estudo realizado. Assim poder-se-ia facilmente montar permutadores com diversos passos longitudinais e transversais bem como testar modelos experimentais mais simples, como por exemplo três tubos dispostos em triângulo. Esta disposição possibilitaria o estudo da influência dos tubos de montante na transferência de calor do tubo da segunda fila, eliminando-se o efeito de filas posteriores.

Seria também bastante interessante estudar as resistências térmicas de sujamento ("fouling") em feixes, matéria que o autor não tem conhecimento que tenha sido tratada anteriormente.

Já necessitando de uma instalação maior, embora fundamentalmente com os mesmos tipos de equipamento, poder-se-ia procurar estender para cima a gama de Reynolds estudada usando ainda água, dado que, como se frisou anteriormente, os resultados experimentais com este fluido são ainda pouco vulgares.

Por último sugere-se o estudo do efeito da razão L/D do cilindro na transferência de calor local e global, uma vez que a diversidade de valores deste parâmetro nos diversos estudos experimentais talvez constitua um dos motivos das diferenças entre os valores obtidos.

9. BIBLIOGRAFIA

- [1] ACHENBACH, E., "Total and local heat transfer from a smooth circular cylinder in cross flow at high Reynolds numbers", Int.J.Heat Mass Transfer vol.18, pp.1387-1396 (1975)
- [2] ACHENBACH, E., "The effect of surface roughness on the heat transfer from a circular cylinder to the cross flow of air", Int.J.Heat Mass Transfer vol.20, pp.359-369 (1977)
- [3] ACHENBACH, E., "Total and local heat transfer and pressure drop of staggered and in-line tube bundles" em "Heat exchangers: thermal-hydraulic fundamentals and design" Ed. S.Kakaç, A.E.Bergles, F.Mayingier pp. 85-96 (1980)
- [4] ADAMS, W.H., "Heat transmission", 3^aEd., McGraw-Hill (1975)
- [5] BAUGHN, J.W., KRAABEL, J.S., MCKILLOP, A.A., "An instrument for the measurement of heat flux from a surface with uniform temperature", ASME J. Heat Transfer vol.102, pp.576-578 (1980)
- [6] BAUGHN, J.W., ELDERKIN, M.J., MCKILLOP, A.A., "Heat transfer from a single cylinder, cylinders in tandem, and cylinders in the entrance region of a tube bank with a uniform heat flux", ASME J. Heat Transfer vol.108, pp.386-391 (1986)
- [7] BLOOR, M.S., "The transition to turbulence in the wake of a circular cylinder", J.Fluid Mechanics vol. 19 (part 2), pp.290-304 (1964)
- [8] BOULUS, M.I., PEI, D.C.T., "Dynamics of heat transfer from cylinders in a turbulent air stream" Int. J. Heat Mass Transfer, vol.17, pp. 767-783 (1974)
- [9] CHURCHILL, S.W., "Viscous flows - the practical use of theory", Butterworths (1988)
- [10] EASTOP, T.D., TURNER, J.R., "Air flow around three cylinders at various pitch-to-diameter ratios for both a longitudinal and transverse arrangement", Trans. Inst. Chem. Eng., vol. 60, pp. 359-363 (1982)
- [11] FIGUEIREDO, A.R., VIEGAS, D.X., "External forced convection around a circular cylinder near a plane boundary", Int.J. Heat Mass Transfer, vol 31, pp.47-53 (1988)
- [12] HANARP, I., SUNDÉN, B., "An investigation of the influence of freestream turbulence on the thermal characteristics around a single tube", Inst. Chem. Eng. Symposium Series n^o86
- [13] KESTIN, J., "The effect of free-stream turbulence on heat transfer rates", em "Advances in Heat Transfer", Ed. Irvine, T.F., Hartnett, J.P., vol. 3, pp. 1-32 (1966)

- [14] KOSTIC, Z.G., OKA, S.N., "Fluid flow and heat transfer with two cylinders in cross flow", Int.J. Heat Mass Transfer, vol.15, pp. 279-299 (1972)
- [15] KOSTIC, Z.G., OKA, S.N., "Investigation of heat transfer processes in tube-bank in cross flow", em "Heat exchangers: design and theory sourcebook" Ed. Afgan, N.H., Schlunder, E.U., pp.617-636 (1974)
- [15A] MEEL, D.A., "A method for determination of local convective heat transfer from a cylinder placed normal to an air stream", Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 5, pp 715-722 (1962)
- [16] MELO, L.M.F., "Sujamento de superfícies de transferência de calor por suspensões aquosas em circulação forçada", tese de doutoramento, CQPA Universidade do Minho (1985)
- [17] MURRAY, D.B., FITZPATRICK, J.A., "Local heat transfer coefficients for a tube array using a micro-foil heat flow sensor", proc. 2nd U.K. National Heat Transfer Conference, Glasgow, Sept. 1988, pp.1635-1650
- [18] NORBERG, C. et al, "Influence of a low-intensity freestream turbulence on heat transfer and wall pressures for two tubes in an in-line arrangement", proc. 2nd U.K. National Heat Transfer Conference, Glasgow, Sept. 1988, pp. 1651-1662
- [19] PERKINS, H.C., LEPPERT, G., "Local heat transfer coefficients on a uniformly heated cylinder", Int.J. Heat Mass Transfer, vol. 7, pp.143-158 (1964)
- [20] PERRY, R.H., "Chemical Engineers' Handbook", 5^aed, McGraw-Hill (1973)
- [21] SCHLICHTING, H., "Boundary layer theory", 7^aed. McGraw-Hill (1979)
- [22] WEST, G.S., APELT, C.J., "The effects of tunnel blockage and aspect ratio on the mean flow past a circular cylinder with Reynolds numbers between 10000 and 100000", J. Fluid Mechanics, vol.114, pp.361-377 (1982)
- [23] WINDING, C.C., CHENEY, A.J., "Mass and Heat transfer in tube banks", Ind. Eng. Chemistry, vol.40, pp.1087-1093 (1949)
- [24] ZUKAUSKAS, A.A., "Heat transfer of banks of tubes in crossflow at high Reynolds numbers", em "Heat exchangers: design and theory source book" Ed. Afgan, N., Schlunder, E.U., pp. 75-100 (1974)
- [25] ZUKAUSKAS, A.A., ULINSKAS, R.V., MARTSINAUSKAS, K.F., "Influence of the geometry of the tube bundle on the local heat transfer rate in the critical region of streamline flow", Int. Chem. Eng., vol.17, pp.744-751 (1977)
- [26] ZUKAUSKAS, A.A., "Air-cooled heat exchangers", em "Heat

exchangers: thermal-hydraulic fundamentals and design", Ed. Kakaç, S., Bergles, A.E., Mayinger, F., pp.49-83 (1980)

[27] ZUKAUSKAS, A.A., "Problems of heat transfer augmentation for tube banks in crossflow", em "Heat exchangers: theory and practice", Ed. Taborek, J., Hewitt, G.F., Afgan, N., pp.265-285 (1983)

[28] ZUKAUSKAS, A.A., Ziugzda, J., "Heat transfer of a cylinder in crossflow", Hemisphere Publ. Corp. (1985)

[29] ZUKAUSKAS, A.A., ULINSKAS, R., "Heat Transfer in tube banks in crossflow", Hemisphere Publ. Corp. (1988)

APENDICE A - CALIBRAÇÃO DO MEDIDOR DE VENTURI

A calibração deste medidor foi feita pesando a água acumulada num tanque num determinado lapso de tempo. Os resultados obtidos encontram-se na tabela A.1.

Tabela A.1: Valores obtidos na calibração do medidor de Venturi (LH - desnível lido no manómetro em mm de CCl₄).

LH	tempo (s)	massa de água (Kg)
42	112.88	63.8
42	122.24	71.9
40	132.74	74.1
42	127.12	72.5
42	129.45	73.9
114	67.79	69.0
114	63.31	66.6
114	66.93	69.8
114	64.32	66.2
114	68.01	71.1
236	55.20	79.6
236	48.10	69.8
236	51.56	75.5
236	52.53	76.2
236	54.20	78.9
386	44.11	83.1
386	42.24	78.0

continua na página seguinte

Tabela A.1 - continuação

LH	tempo (s)	massa de água (Kg)
386	41.56	77.4
386	41.02	76.5
386	43.20	80.5
534	31.73	69.8
534	33.01	73.1
534	32.44	73.1
534	32.20	71.3
534	31.52	70.3
624	29.75	71.1
624	29.09	71.7
624	28.88	70.0
624	29.53	71.5
624	29.72	72.3
770	26.52	71.8
770	26.83	72.5
770	27.70	74.6
770	25.83	70.2
770	25.66	69.7
900	26.26	77.2
900	25.69	75.3
900	25.05	73.2
900	23.52	69.1
900	24.12	71.5

Com estes dados calculou-se o caudal mássico, M , que se relacionou com a leitura no manómetro, LH , por:

$$M = a LH^b \quad (A.1)$$

Depois de se linearizar esta equação fez-se um ajuste de mínimos quadrados em que se obteve $a=0.0825$ e $b=0.525$. Na figura A.1 encontram-se marcados os pontos experimentais e a curva ajustada.

Como já se escreveu no capítulo 4, nos ensaios com caudal mais elevado usou-se mercúrio como fluido manométrico. Os resultados da calibração encontram-se na tabela A.2.

Tabela A.2: Calibração do venturi com Hg no manómetro
(LH - desnível em mm de Hg)

LH	tempo(s)	massa de água (Kg)
60	19.31	66.6
60	19.49	67.0
60	19.09	65.8
60	20.00	68.0
60	19.37	67.4

O caudal médio correspondente a estes resultados é 3.44 Kg/s.

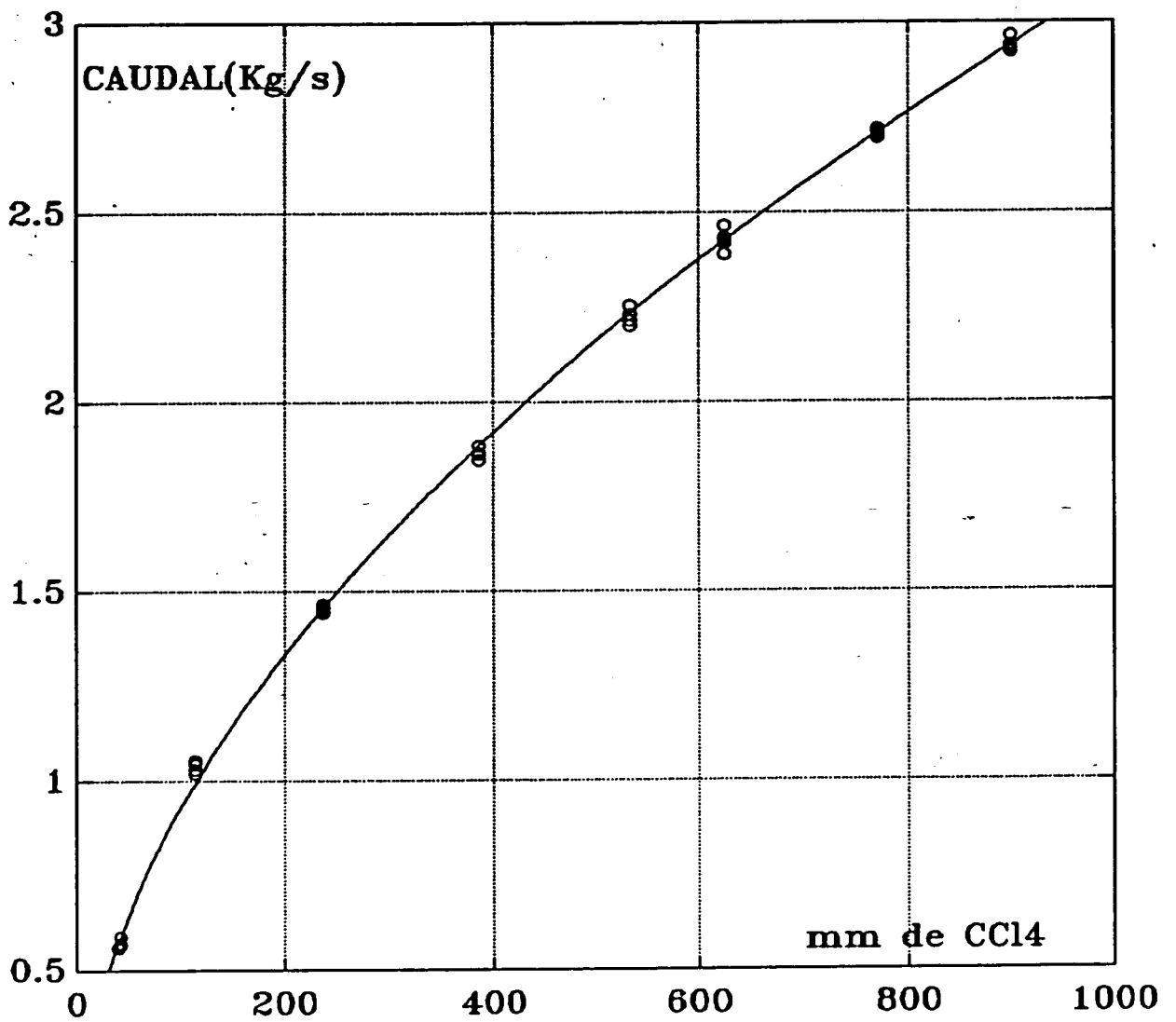


Figura A.1: Calibração do medidor de orifício

(—) curva ajustada, $M=0.0825 LM^{(0.525)}$

o - pontos experimentais

APENDICE B - RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Nas tabelas B.1 a B.32 apresentam-se todos os valores obtidos experimentalmente no presente trabalho, sendo as temperaturas T1 e T2 médias das quinze leituras de cada ensaio (ver capítulos 4 e 5).

Tabela B. 1 - Temperaturas médias experimentais(°C)

FEIXE ESCALONADO

FILA 1

LEITURA NO MANOMETRO: 45 mm de CC14

TEMPERATURA MÉDIA DA AGUA, T_{∞} : 26.0°C

θ	T2	T1
0	52.5	55.1
15	52.6	55.2
30	52.9	55.5
45	53.5	56.0
60	54.3	56.6
75	55.3	57.4
90	56.4	58.1
105	57.3	58.8
120	58.0	59.2
135	58.3	59.5
150	58.4	59.6
165	58.4	59.6
180	58.4	59.6

Tabela B. 2 - Temperaturas médias experimentais(°C)

FEIXE ESCALONADO

FILA 2

LEITURA NO MANOMETRO: 45 mm de CCl₄

TEMPERATURA MÉDIA DA AGUA, T_∞: 26.0°C

θ	T2	T1
0	50.8	53.5
15	51.2	53.7
30	52.0	54.3
45	53.2	55.1
60	54.3	56.0
75	55.1	56.6
90	55.6	57.1
105	55.9	57.4
120	56.0	57.5
135	56.0	57.5
150	55.9	57.5
165	55.7	57.5
180	55.7	57.5

Tabela B. 3 - Temperaturas médias experimentais(°C)

FEIXE ESCALONADO

FILA 3

LEITURA NO MANOMETRO: 45 mm de CC14

TEMPERATURA MÉDIA DA AGUA, T_{∞} : 26.0°C

θ	T2	T1
0	51.1	55.0
15	51.4	55.2
30	52.2	55.7
45	53.0	56.2
60	53.8	56.7
75	54.6	57.1
90	55.5	57.7
105	56.3	58.4
120	56.8	58.8
135	56.8	58.9
150	56.3	58.6
165	55.8	58.3
180	55.5	58.1

Tabela B. 4 - Temperaturas médias experimentais(°C)

FEIXE ESCALONADO

FILA 4

LEITURA NO MANOMETRO: 45 mm de CCl₄

TEMPERATURA MÉDIA DA AGUA, T_∞: 26.0°C

θ	T2	T1
0	51.8	55.5
15	52.2	55.7
30	53.2	56.3
45	54.5	57.1
60	55.9	57.9
75	56.8	58.5
90	57.4	58.9
105	57.6	59.2
120	57.8	59.4
135	57.9	59.6
150	57.9	59.6
165	57.7	59.7
180	57.6	59.7

Tabela B. 5 - Temperaturas médias experimentais(°C)

FEIXE ESCALONADO

FILA 1

LEITURA NO MANOMETRO: 167 mm de CCl₄

TEMPERATURA MÉDIA DA AGUA, T_∞: 23.9°C

θ	T2	T1
0	51.5	55.4
15	51.5	55.3
30	51.5	55.3
45	51.8	55.4
60	52.6	56.0
75	53.8	56.9
90	55.2	57.8
105	56.3	58.4
120	56.8	58.7
135	56.8	58.8
150	56.5	58.7
165	56.3	58.6
180	56.2	58.5

Tabela B. 6 - Temperaturas médias experimentais(°C)

FEIXE ESCALONADO

FILA 2

LEITURA NO MANOMETRO: 167 mm de CCl₄

TEMPERATURA MÉDIA DA AGUA, T_∞: 24.1°C

θ	T2	T1
0	49.6	53.1
15	49.8	53.3
30	50.7	53.8
45	52.2	54.9
60	53.7	56.1
75	54.7	57.0
90	55.0	57.3
105	55.0	57.3
120	55.0	57.3
135	54.9	57.2
150	54.4	56.9
165	53.5	56.3
180	53.1	56.1

Tabela B. 7 - Temperaturas médias experimentais(°C)

FEIXE ESCALONADO

FILA 3

LEITURA NO MANOMETRO: 167 mm de CCl₄

TEMPERATURA MÉDIA DA AGUA, T_∞: 23.9°C

θ	T2	T1
0	49.0	54.6
15	49.1	54.7
30	49.7	55.0
45	50.8	55.5
60	52.3	56.0
75	53.5	56.6
90	54.0	57.0
105	54.0	57.4
120	53.9	57.5
135	53.9	57.5
150	53.9	57.4
165	53.8	57.3
180	53.7	57.3

Tabela B. 8 - Temperaturas médias experimentais(°C)

FEIXE ESCALONADO

FILA 4

LEITURA NO MANOMETRO: 167 mm de CC14

TEMPERATURA MÉDIA DA AGUA, T_{∞} : 24.1°C

θ	T2	T1
0	49.4	54.6
15	49.7	54.7
30	50.6	55.1
45	52.1	55.9
60	53.7	56.9
75	54.8	57.8
90	55.3	58.3
105	55.6	58.5
120	56.0	58.8
135	56.4	59.1
150	56.5	59.2
165	56.3	59.0
180	56.1	58.9

Tabela B. 9 - Temperaturas médias experimentais(°C)

FEIXE ESCALONADO

FILA 1

LEITURA NO MANOMETRO: 386 mm de CC14

TEMPERATURA MÉDIA DA AGUA, T_{∞} : 24.0°C

θ	T2	T1
0	50.8	55.2
15	50.7	55.2
30	50.7	55.3
45	51.4	55.8
60	52.6	56.7
75	53.9	57.5
90	54.8	58.1
105	55.4	58.3
120	55.9	58.5
135	56.1	58.6
150	55.9	58.6
165	55.4	58.5
180	55.1	58.4

Tabela B. 10 - Temperaturas médias experimentais(°C)

FEIXE ESCALONADO

FILA 2

LEITURA NO MANOMETRO: 386 mm de CCl₄

TEMPERATURA MÉDIA DA AGUA, T_∞: 24.2°C

θ	T2	T1
0	47.1	51.1
15	47.5	51.2
30	48.3	51.6
45	49.5	52.3
60	50.5	53.2
75	51.1	53.8
90	51.4	54.1
105	51.4	54.1
120	51.3	54.0
135	51.1	53.8
150	50.5	53.5
165	50.0	53.1
180	49.7	53.0

Tabela B. 11 - Temperaturas médias experimentais(°C)

FEIXE ESCALONADO

FILA 3

LEITURA NO MANOMETRO: 386 mm de CC14

TEMPERATURA MÉDIA DA AGUA, T_{∞} : 24.0°C

θ	T2	T1
0	48.7	54.6
15	48.9	54.7
30	49.4	54.9
45	50.0	55.2
60	50.7	55.6
75	51.5	56.0
90	52.2	56.4
105	52.5	56.7
120	52.5	56.8
135	52.3	56.8
150	52.3	56.9
165	52.5	57.0
180	52.6	57.0

Tabela B. 12 - Temperaturas médias experimentais(°C)

FEIXE ESCALONADO

FILA 4

LEITURA NO MANOMETRO: 386 mm de CC14

TEMPERATURA MÉDIA DA AGUA, T_{∞} : 24.2°C

θ	T2	T1
0	49.1	54.8
15	49.3	54.8
30	49.9	54.8
45	50.6	54.9
60	51.3	54.9
75	51.6	55.0
90	51.7	55.2
105	51.9	55.4
120	52.5	55.7
135	53.1	56.0
150	53.4	56.4
165	53.3	56.6
180	53.2	56.6

Tabela B. 13 - Temperaturas médias experimentais(°C)

FEIXE ESCALONADO

FILA 1

LEITURA NO MANOMETRO: 886 mm de CC14

TEMPERATURA MÉDIA DA AGUA, T_{∞} : 26.6°C

θ	T2	T1
0	49.0	53.4
15	48.9	53.3
30	48.8	53.2
45	49.0	53.3
60	49.6	53.9
75	50.8	54.7
90	52.2	55.6
105	53.3	56.2
120	53.7	56.4
135	53.5	56.3
150	52.9	56.1
165	52.3	55.8
180	52.1	55.7

Tabela B. 14 - Temperaturas médias experimentais(°C)

FEIXE ESCALONADO

FILA 2

LEITURA NO MANOMETRO: 886 mm de CC14

TEMPERATURA MÉDIA DA AGUA, T_{∞} : 28.0°C

θ	T2	T1
0	47.4	51.5
15	47.7	51.7
30	48.4	52.1
45	49.5	52.7
60	50.4	53.3
75	50.8	53.6
90	50.7	53.7
105	50.6	53.6
120	50.6	53.6
135	50.5	53.5
150	50.2	53.2
165	49.7	52.9
180	49.4	52.8

Tabela B. 15 - Temperaturas médias experimentais(°C)

FEIXE ESCALONADO

FILA 3

LEITURA NO MANOMETRO: 886 mm de CC14

TEMPERATURA MÉDIA DA AGUA, T_{∞} : 26.6°C

θ	T2	T1
0	46.2	52.2
15	46.3	52.3
30	46.7	52.6
45	47.4	52.9
60	48.1	53.2
75	48.6	53.3
90	48.7	53.4
105	48.5	53.4
120	48.3	53.5
135	48.2	53.5
150	48.3	53.6
165	48.5	53.7
180	48.6	53.7

Tabela B. 16 - Temperaturas médias experimentais(°C)

FEIXE ESCALONADO

FILA 4

LEITURA NO MANOMETRO: 886 mm de CCl₄

TEMPERATURA MÉDIA DA AGUA, T_∞: 28.0°C

θ	T2	T1
0	47.4	53.1
15	47.6	53.2
30	48.2	53.5
45	49.1	53.9
60	50.0	54.3
75	50.7	54.8
90	51.2	55.3
105	51.6	55.7
120	52.2	56.1
135	52.8	56.4
150	53.2	56.6
165	53.2	56.8
180	53.2	56.8

Tabela B. 17 - Temperaturas médias experimentais(°C)

FEIXE ESCALONADO

FILA 1

LEITURA NO MANOMETRO: 60 mm de Hg

TEMPERATURA MÉDIA DA AGUA, T_{∞} : 28.3°C

θ	T2	T1
0	48.9	53.2
15	48.8	53.2
30	48.9	53.2
45	49.4	54.0
60	50.4	55.3
75	51.6	56.1
90	52.4	56.2
105	53.1	56.1
120	53.5	56.2
135	53.5	56.4
150	52.9	56.2
165	52.1	55.6
180	51.7	55.3

Tabela B. 18 - Temperaturas médias experimentais(°C)

FEIXE ESCALONADO

FILA 2

LEITURA NO MANOMETRO: 60 mm de Hg

TEMPERATURA MÉDIA DA AGUA, T_{∞} : 28.5°C

θ	T2	T1
0	47.0	51.2
15	47.2	51.2
30	47.7	51.5
45	48.5	51.8
60	49.2	52.2
75	49.4	52.5
90	49.2	52.6
105	49.0	52.6
120	49.2	52.7
135	49.6	52.8
150	49.7	52.9
165	49.5	52.9
180	49.4	52.9

Tabela B. 19 - Temperaturas médias experimentais(°C)

FEIXE ESCALONADO

FILA 3

LEITURA NO MANOMETRO: 60 mm de Hg

TEMPERATURA MÉDIA DA AGUA, T_{∞} : 28.2°C

θ	T2	T1
0	47.8	54.4
15	47.8	54.3
30	47.9	54.3
45	48.3	54.3
60	48.7	54.5
75	48.6	54.5
90	48.1	54.3
105	47.9	54.1
120	48.3	53.9
135	48.9	53.9
150	49.1	53.9
165	48.8	54.0
180	48.6	53.9

Tabela B. 20 - Temperaturas médias experimentais(°C)

FEIXE ESCALONADO

FILA 4

LEITURA NO MANOMETRO: 60 mm de Hg

TEMPERATURA MÉDIA DA AGUA, T_{∞} : 28.5°C

θ	T2	T1
0	47.3	53.1
15	47.4	53.2
30	47.9	53.4
45	48.6	53.7
60	49.5	54.0
75	50.1	54.3
90	50.4	54.7
105	50.7	55.1
120	51.4	55.6
135	52.2	56.0
150	53.0	56.5
165	53.4	57.0
180	53.6	57.1

Tabela B. 21 - Temperaturas médias experimentais(°C)

FEIXE ALINHADO

FILA 1

LEITURA NO MANOMETRO: 45 mm de CC14

TEMPERATURA MÉDIA DA AGUA, T_{∞} : 26.3°C

θ	T2	T1
0	52.4	55.0
15	52.5	55.0
30	52.7	55.1
45	53.1	55.3
60	53.8	55.8
75	54.8	56.5
90	56.1	57.5
105	57.2	58.3
120	57.8	58.9
135	58.0	59.1
150	57.9	59.1
165	57.9	59.1
180	57.9	59.1

Tabela B. 22 - Temperaturas médias experimentais(°C)

FEIXE ALINHADO

FILA 2

LEITURA NO MANOMETRO: 45 mm de CCl₄

TEMPERATURA MÉDIA DA AGUA, T_∞: 26.3°C

θ	T2	T1
0	53.6	55.6
15	53.3	55.4
30	52.6	54.9
45	52.0	54.5
60	52.1	54.5
75	53.0	55.1
90	54.5	56.1
105	55.9	57.2
120	56.9	58.0
135	57.2	58.3
150	57.1	58.4
165	56.9	58.4
180	56.8	58.3

Tabela B. 23 - Temperaturas médias experimentais(°C)

FEIXE ALINHADO

FILA 3

LEITURA NO MANOMETRO: 45 mm de CCl₄

TEMPERATURA MÉDIA DA AGUA, T_∞: 26.3°C

θ	T2	T1
0	53.5	55.7
15	53.0	55.4
30	52.0	54.8
45	51.1	54.4
60	51.2	54.6
75	52.1	55.2
90	53.6	56.2
105	55.1	57.1
120	56.2	57.9
135	56.7	58.3
150	56.6	58.3
165	56.3	58.2
180	56.1	58.1

Tabela B. 24 - Temperaturas médias experimentais(°C)

FEIXE ALINHADO

FILA 4

LEITURA NO MANOMETRO: 45 mm de CC14

TEMPERATURA MÉDIA DA AGUA, T_{∞} : 26.3°C

θ	T2	T1
0	53.2	56.0
15	52.6	55.7
30	51.4	55.0
45	50.7	54.6
60	51.1	54.8
75	52.5	55.6
90	54.2	56.6
105	55.6	57.6
120	56.6	58.3
135	57.1	58.8
150	57.2	59.0
165	57.1	59.0
180	57.0	59.0

Tabela B. 25 - Temperaturas médias experimentais(°C)

FEIXE ALINHADO

FILA 1

LEITURA NO MANOMETRO: 378 mm de CCl₄

TEMPERATURA MÉDIA DA AGUA, T_∞: 25.5°C

θ	T2	T1
0	49.1	53.1
15	49.0	53.0
30	48.8	52.8
45	49.1	53.1
60	50.1	53.9
75	51.5	55.0
90	53.0	55.9
105	54.1	56.4
120	54.8	56.6
135	54.8	56.7
150	54.3	56.4
165	53.6	56.1
180	53.3	56.0

Tabela B. 26 - Temperaturas médias experimentais(°C)

FEIXE ALINHADO

FILA 2

LEITURA NO MANOMETRO: 378 mm de CCl₄

TEMPERATURA MÉDIA DA AGUA, T_∞: 25.5°C

θ	T2	T1
0	47.8	51.6
15	47.5	51.4
30	47.0	51.0
45	46.9	50.9
60	47.5	51.3
75	48.5	52.0
90	49.6	52.7
105	50.3	53.2
120	50.4	53.4
135	50.2	53.4
150	49.9	53.2
165	49.6	53.0
180	49.4	52.9

Tabela B. 27 - Temperaturas médias experimentais(°C)

FEIXE ALINHADO

FILA 3

LEITURA NO MANOMETRO: 378 mm de CCl₄

TEMPERATURA MÉDIA DA AGUA, T_∞: 25.6°C

θ	T2	T1
0	49.1	53.4
15	48.4	53.1
30	46.9	52.3
45	46.0	51.9
60	46.4	52.2
75	47.8	53.0
90	49.3	53.8
105	50.4	54.4
120	51.0	54.7
135	51.3	54.9
150	51.1	55.0
165	50.8	55.0
180	50.7	54.9

Tabela B. 28 - Temperaturas médias experimentais(°C)

FEIXE ALINHADO

FILA 4

LEITURA NO MANOMETRO: 378 mm de CC14

TEMPERATURA MÉDIA DA AGUA, T_{∞} : 25.5°C

θ	T2	T1
0	48.6	54.0
15	48.2	53.7
30	47.4	53.2
45	46.9	53.0
60	47.3	53.2
75	48.4	53.9
90	49.7	54.6
105	50.7	55.2
120	51.3	55.7
135	51.4	55.9
150	51.0	55.8
165	50.5	55.4
180	50.2	55.3

Tabela B. 29 - Temperaturas médias experimentais(°C)

FEIXE ALINHADO

FILA 1

LEITURA NO MANOMETRO: 60 mm de Hg

TEMPERATURA MÉDIA DA AGUA, T_{∞} : 25.8°C

θ	T2	T1
0	47.7	52.8
15	47.6	52.6
30	47.5	52.2
45	47.8	52.5
60	48.8	53.4
75	50.0	54.4
90	51.1	54.8
105	51.9	54.9
120	52.3	54.9
135	52.1	54.8
150	51.4	54.3
165	50.4	53.7
180	49.9	53.4

Tabela B. 30 - Temperaturas médias experimentais(°C)

FEIXE ALINHADO

FILA 2

LEITURA NO MANOMETRO: 60 mm de Hg

TEMPERATURA MÉDIA DA AGUA, T_{∞} : 27.4°C

θ	T2	T1
0	44.5	49.2
15	44.4	49.2
30	44.3	49.2
45	44.4	49.2
60	45.0	49.5
75	45.8	49.9
90	46.4	50.4
105	46.8	50.8
120	46.9	51.0
135	47.0	51.0
150	47.0	51.0
165	47.0	51.0
180	47.1	51.0

Tabela B. 31 - Temperaturas médias experimentais(°C)

FEIXE ALINHADO

FILA 3

LEITURA NO MANOMETRO: 60 mm de Hg

TEMPERATURA MÉDIA DA AGUA, T_{∞} : 25.8°C

θ	T2	T1
0	45.7	51.0
15	44.9	50.5
30	43.5	49.6
45	42.7	49.1
60	43.2	49.5
75	44.6	50.3
90	45.7	51.0
105	46.4	51.5
120	46.8	52.0
135	47.2	52.3
150	47.3	52.4
165	47.1	52.3
180	47.0	52.3

Tabela B. 32 - Temperaturas médias experimentais(°C)

FEIXE ALINHADO

FILA 4

LEITURA NO MANOMETRO: 60 mm de Hg

TEMPERATURA MÉDIA DA AGUA, T_{∞} : 27.4°C

θ	T2	T1
0	45.1	51.6
15	45.0	51.5
30	44.7	51.4
45	44.6	51.3
60	45.1	51.6
75	46.0	52.1
90	46.9	52.8
105	47.4	53.3
120	47.4	53.4
135	47.2	53.4
150	47.1	53.3
165	47.3	53.4
180	47.4	53.5

APENDICE C - VALORES CALCULADOS

Os processos de cálculo encontram-se explicados no capítulo 5. Para cada caso (ou seja, para uma dada fila, feixe e caudal) as distribuições experimentais correspondentes às equações 5.2 e 5.3 encontram-se na respectiva tabela do apêndice B. As constantes $A(n)$ e (Bn) das equações 5.6 e 5.7 foram determinadas usando estas distribuições. Assim as 13 temperaturas T_1 (obtidas numa posição radial $r=7$ mm) eram usadas sucessivamente na expressão 5.6 obtendo-se um sistema de 13 equações (respeitando cada uma a um T_1 e portanto a um valor de θ) a 13 incógnitas, sendo estas as constantes $B(n)$ ($0 < n < 12$). Este sistema de equações resolveu-se pelo método de Jordan. Idêntico procedimento se seguiu para as temperaturas T_2 ($r=9$ mm) com a expressão 5.7 determinando-se as constantes $B(n)$ ($0 < n < 12$).

Com estas constantes determinavam-se os valores de $C(n)$ e $D(n)$ pelas equações 5.9 a 5.12, obtendo-se finalmente uma expressão que permitia calcular a temperatura em quaisquer posições r e θ (5.8). Os cálculos posteriores são elementares de acordo com o que se apresentou no capítulo 5. Os valores das propriedades físicas do latão e da água extraíram-se de [20]. A exceção da viscosidade da água em que se conseguiu obter uma expressão $\mu(T)$, para todas as outras se fizeram interpolações lineares entre os valores apresentados na bibliografia, respeitantes a temperaturas suficientemente próximas para que o erro da estimativa não seja significativo.

Nas tabelas C.1 a C.8 encontram-se os diversos valores locais de K , h e TS , bem como de Re_{mx} , Re_{ω} , e K_m .

Tabela C. 1 - Valores de T_s , h , K , Re_{mx} , Re_{∞} e K_m

FEIXE ESCALONADO

FILA 1

LEITURA NO MANOMETRO: 45 mm de CCl_4

θ	T_s ($^{\circ}C$)	h ($W/m^2^{\circ}C$)	K
0	51.3	4.43E+03	63.2
15	51.5	4.36E+03	62.2
30	51.8	4.23E+03	60.2
45	52.4	4.07E+03	57.8
60	53.2	3.74E+03	52.8
75	54.4	3.07E+03	43.1
90	55.7	2.21E+03	30.7
105	56.8	1.52E+03	21.1
120	57.5	1.26E+03	17.4
135	57.8	1.33E+03	18.3
150	57.9	1.44E+03	19.8
165	57.9	1.44E+03	19.8
180	58.0	1.42E+03	19.5

 $Re_{mx} = 4.90E+03$

$Re_{\infty} = 2.35E+03$

$K_m = 37.4$

Tabela C. 2 - Valores de T_s , h , K , Re_x , Re_∞ e K_m

FEIXE ESCALONADO

FILA 2

LEITURA NO MANOMETRO: 45 mm de CCl_4

θ	T_s ($^{\circ}C$)	h ($W/m^2^{\circ}C$)	K
0	49.6	5.44E+03	78.5
15	49.9	5.06E+03	72.9
30	51.0	4.09E+03	58.5
45	52.4	2.93E+03	41.6
60	53.7	2.04E+03	28.8
75	54.6	1.68E+03	23.5
90	55.1	1.72E+03	24.0
105	55.3	1.86E+03	25.9
120	55.4	1.89E+03	26.3
135	55.4	1.91E+03	26.7
150	55.2	2.13E+03	29.7
165	55.0	2.47E+03	34.6
180	54.9	2.65E+03	37.0

 $Re_x = 3.18E+03$

$Re_\infty = 2.35E+03$

$K_m = 39.1$

Tabela C. 3 - Valores de T_s , h , K , Re_{mx} , Re_{∞} e K_m

FEIXE ESCALONADO

FILA 3

LEITURA NO MANOMETRO: 45 mm de CCl_4

θ	$T_s(^{\circ}C)$	$h(W/m^2^{\circ}C)$	K
0	49.3	7.61E+03	110.0
15	49.7	7.02E+03	101.2
30	50.7	5.81E+03	83.2
45	51.7	4.86E+03	69.3
60	52.6	4.39E+03	62.2
75	53.5	3.94E+03	55.5
90	54.5	3.18E+03	44.6
105	55.6	2.38E+03	33.1
120	56.1	2.04E+03	28.3
135	56.0	2.37E+03	33.0
150	55.3	3.15E+03	44.0
165	54.6	3.90E+03	54.6
180	54.3	4.20E+03	58.9

 $Re_{mx} = 4.90E+03$

$Re_{\infty} = 2.35E+03$

$K_m = 59.8$

 Tabela C. 4 - Valores de T_s , h , K , Re_{mx} , Re_{∞} e K_m

FEIXE ESCALONADO

FILA 4

LEITURA NO MANOMETRO: 45 mm de CCl_4

θ	$T_s(^{\circ}C)$	$h(W/m^2^{\circ}C)$	K
0	50.1	7.07E+03	101.6
15	50.6	6.63E+03	95.1
30	51.8	5.38E+03	76.6
45	53.5	3.71E+03	52.3
60	55.1	2.30E+03	32.2
75	56.3	1.67E+03	23.2
90	56.8	1.75E+03	24.2
105	57.0	2.00E+03	27.6
120	57.2	2.01E+03	27.8
135	57.3	1.93E+03	26.7
150	57.2	2.14E+03	29.6
165	56.9	2.62E+03	36.2
180	56.7	2.88E+03	39.9

 $Re_{mx} = 3.18E+03$

$Re_{\infty} = 2.35E+03$

$K_m = 45.6$

Tabela C. 5 - Valores de T_s , h , K , Re_x , Re_∞ e K_m

FEIXE ESCALONADO

FILA 1

LEITURA NO MANOMETRO: 167 mm de CCl_4

θ	$T_s(^{\circ}C)$	$h(W/m^2^{\circ}C)$	K
0	49.9	5.82E+03	81.2
15	49.9	5.91E+03	82.4
30	49.9	6.11E+03	85.2
45	50.2	6.15E+03	85.7
60	51.0	5.63E+03	78.0
75	52.5	4.44E+03	61.0
90	54.2	3.04E+03	41.4
105	55.5	2.09E+03	28.3
120	56.1	1.91E+03	25.6
135	56.0	2.30E+03	31.0
150	55.6	2.83E+03	38.2
165	55.2	3.15E+03	42.6
180	55.1	3.24E+03	43.9

 $Re_x = 9.28E+03$

$Re_\infty = 4.46E+03$

$K_m = 55.7$

 Tabela C. 6 - Valores de Ts, h, K, Remx, Re ∞ e Km

FEIXE ESCALONADO

FILA 2

LEITURA NO MANOMETRO: 167 mm de CCl₄

θ	Ts(°C)	h(W/m ² °C)	K
0	48.0	6.59E+03	93.2
15	48.2	6.50E+03	91.9
30	49.3	5.78E+03	81.2
45	51.0	4.14E+03	57.5
60	52.9	2.54E+03	34.9
75	54.0	2.09E+03	28.5
90	54.1	2.74E+03	37.4
105	54.0	3.32E+03	45.4
120	54.1	3.00E+03	41.0
135	54.1	2.49E+03	34.0
150	53.4	3.02E+03	41.4
165	52.2	4.53E+03	62.5
180	51.6	5.41E+03	74.9

 Remx= 6.05E+03

Re ∞ = 4.48E+03

Km= 55.7

Tabela C. 7 - Valores de T_s , h , K , Re_{mx} , Re_{∞} e K_m

FEIXE ESCALONADO

FILA 3

LEITURA NO MANOMETRO: 167 mm de CCl_4

θ	$T_s(^{\circ}C)$	$h(W/m^2^{\circ}C)$	K
0	46.5	1.03E+04	146.2
15	46.6	1.04E+04	148.1
30	47.3	9.96E+03	141.2
45	48.8	7.92E+03	111.3
60	50.8	5.21E+03	72.3
75	52.3	3.58E+03	49.3
90	52.8	3.65E+03	50.0
105	52.6	4.57E+03	62.8
120	52.4	5.12E+03	70.4
135	52.4	5.00E+03	68.7
150	52.4	4.87E+03	66.9
165	52.2	5.11E+03	70.4
180	52.1	5.31E+03	73.2

 $Re_{mx} = 9.28E+03$

$Re_{\infty} = 4.46E+03$

$K_m = 87.0$

Tabela C. 8 - Valores de Ts, h, K, Remx, Re∞ e Km

FEIXE ESCALONADO

FILA 4

LEITURA NO MANOMETRO: 167 mm de CC14

θ	Ts (°C)	h (W/m ² °C)	K
0	47.1	9.70E+03	138.1
15	47.4	9.45E+03	134.3
30	48.5	8.28E+03	116.8
45	50.4	6.05E+03	84.4
60	52.5	3.94E+03	54.2
75	53.8	3.15E+03	43.1
90	54.2	3.63E+03	49.6
105	54.3	4.16E+03	56.8
120	54.8	3.77E+03	51.2
135	55.4	2.98E+03	40.4
150	55.5	2.93E+03	39.7
165	55.1	3.70E+03	50.3
180	54.8	4.21E+03	57.3

Remx= 6.05E+03

Re∞= 4.48E+03

Km= 70.5

 Tabela C. 9 - Valores de T_s , h , K , Re_{mx} , Re_{∞} e Km

FEIXE ESCALONADO

FILA 1

LEITURA NO MANOMETRO: 386 mm de CCl_4

θ	T_s ($^{\circ}C$)	h ($W/m^2^{\circ}C$)	K
0	48.9	6.85E+03	96.4
15	48.8	7.43E+03	104.5
30	48.7	8.23E+03	115.9
45	49.4	7.75E+03	108.7
60	50.9	6.08E+03	84.5
75	52.5	4.62E+03	63.6
90	53.6	3.98E+03	54.5
105	54.3	3.64E+03	49.6
120	54.9	3.07E+03	41.6
135	55.2	2.69E+03	36.4
150	54.8	3.22E+03	43.7
165	54.0	4.47E+03	61.0
180	53.6	5.17E+03	70.7

$Re_{mx} = 1.44E+04$

$Re_{\infty} = 6.94E+03$

$Km = 71.6$

Tabela C. 10 - Valores de T_s , h , K , Re_{mx} , Re_{∞} e K_m

FEIXE ESCALONADO

FILA 2

LEITURA NO MANOMETRO: 386 mm de CC14

θ	$T_s(^{\circ}C)$	$h(W/m^2^{\circ}C)$	K
0	45.3	8.52E+03	122.8
15	45.7	7.78E+03	111.7
30	46.9	6.09E+03	86.9
45	48.3	4.51E+03	63.8
60	49.5	3.70E+03	52.0
75	50.1	3.64E+03	51.0
90	50.3	3.86E+03	54.0
105	50.3	3.93E+03	54.9
120	50.3	3.83E+03	53.5
135	49.9	3.98E+03	55.7
150	49.3	4.66E+03	65.5
165	48.6	5.59E+03	78.9
180	48.3	6.04E+03	85.5

 $Re_{mx} = 9.41E+03$

$Re_{\infty} = 6.97E+03$

$K_m = 72.0$

 Tabela C. 11 - Valores de T_s , h , K , Re_{mx} , Re_{∞} e K_m

FEIXE ESCALONADO

FILA 3

LEITURA NO MANOMETRO: 386 mm de CCl_4

θ	T_s (°C)	h (W/m ² °C)	K
0	46.2	1.12E+04	159.6
15	46.4	1.08E+04	153.8
30	47.0	9.90E+03	140.8
45	47.8	8.97E+03	127.1
60	48.6	8.02E+03	113.0
75	49.6	6.93E+03	97.0
90	50.5	6.00E+03	83.6
105	50.8	5.77E+03	80.2
120	50.7	6.35E+03	88.4
135	50.4	7.10E+03	98.9
150	50.3	7.20E+03	100.3
165	50.6	6.68E+03	92.9
180	50.8	6.35E+03	88.3

 $Re_{mx} = 1.44E+04$

$Re_{\infty} = 6.94E+03$

$K_m = 109.5$

Tabela C. 12 - Valores de T_s , h , K , Re_{mx} , Re_{∞} e K_m

FEIXE ESCALONADO

FILA 4

LEITURA NO MANOMETRO: 386 mm de CCl_4

θ	$T_s(^{\circ}C)$	$h(W/m^2^{\circ}C)$	K
0	46.6	1.08E+04	153.7
15	46.9	1.03E+04	146.3
30	47.7	8.76E+03	124.3
45	48.9	6.70E+03	94.5
60	49.9	5.16E+03	72.3
75	50.2	4.91E+03	68.6
90	50.2	5.54E+03	77.5
105	50.4	5.73E+03	80.1
120	51.1	4.83E+03	67.1
135	52.0	3.78E+03	52.3
150	52.2	3.77E+03	52.2
165	51.9	4.71E+03	65.3
180	51.7	5.30E+03	73.5

 $Re_{mx} = 9.41E+03$

$Re_{\infty} = 6.97E+03$

$K_m = 86.8$

Tabela C. 13 - Valores de T_s , h , K , Re_{mx} , Re_{∞} e K_m

FEIXE ESCALONADO

FILA 1

LEITURA NO MANOMETRO: 886 mm de CCl₄

θ	$T_s(^{\circ}C)$	$h(W/m^2^{\circ}C)$	K
0	47.2	8.34E+03	123.1
15	47.1	8.54E+03	126.1
30	46.9	9.01E+03	133.2
45	47.0	9.30E+03	137.3
60	47.7	8.79E+03	129.2
75	49.1	7.28E+03	106.2
90	50.8	5.31E+03	76.7
105	52.2	3.75E+03	53.7
120	52.8	3.19E+03	45.5
135	52.5	3.73E+03	53.3
150	51.6	5.01E+03	72.0
165	50.7	6.32E+03	91.3
180	50.4	6.88E+03	99.5

 $Re_{mx} = 2.37E+04$

$Re_{\infty} = 1.14E+04$

$K_m = 95.9$

Tabela C. 14 - Valores de Ts, h, K, Remx, Re ∞ e Km

FEIXE ESCALONADO

FILA 2

LEITURA NO MANOMETRO: 886 mm de CC14

θ	Ts(°C)	h(W/m ² °C)	K
0	45.6	1.03E+04	156.1
15	45.9	9.80E+03	148.7
30	46.8	8.34E+03	125.8
45	48.1	6.27E+03	93.9
60	49.3	4.70E+03	69.9
75	49.7	4.48E+03	66.5
90	49.5	5.31E+03	78.8
105	49.3	5.92E+03	88.1
120	49.3	5.54E+03	82.3
135	49.4	4.97E+03	73.9
150	49.0	5.47E+03	81.4
165	48.2	6.94E+03	103.8
180	47.8	7.80E+03	116.9

Remx= 1.59E+04

Re ∞ = 1.17E+04

Km= 98.9

Tabela C. 15 - Valores de T_s , h , K , Re_{mx} , Re_{∞} e K_m

FEIXE ESCALONADO

FILA 3

LEITURA NO MANOMETRO: 886 mm de CCl_4

θ	T_s (°C)	h (W/m ² °C)	K
0	43.6	1.46E+04	219.6
15	43.7	1.45E+04	217.9
30	44.2	1.38E+04	206.8
45	45.1	1.21E+04	180.4
60	46.1	9.95E+03	147.7
75	46.8	8.57E+03	126.7
90	46.9	8.60E+03	127.1
105	46.5	9.74E+03	144.3
120	46.0	1.10E+04	163.1
135	45.9	1.14E+04	169.6
150	46.1	1.10E+04	162.6
165	46.3	1.03E+04	152.2
180	46.5	9.96E+03	147.5

 $Re_{mx} = 2.37E+04$

$Re_{\infty} = 1.14E+04$

$K_m = 166.6$

Tabela C. 16 - Valores de T_s , h , K , Re_{mx} , Re_{∞} e K_m

FEIXE ESCALONADO

FILA 4

LEITURA NO MANOMETRO: 886 mm de CC14

θ	$T_s(^{\circ}C)$	$h(W/m^2^{\circ}C)$	K
0	44.9	1.43E+04	218.2
15	45.1	1.39E+04	211.8
30	45.9	1.24E+04	188.8
45	47.1	1.01E+04	151.5
60	48.3	7.95E+03	118.9
75	49.1	7.24E+03	107.8
90	49.4	7.71E+03	114.5
105	49.8	7.96E+03	118.0
120	50.5	7.08E+03	104.5
135	51.3	5.80E+03	85.2
150	51.8	5.36E+03	78.5
165	51.8	5.84E+03	85.6
180	51.7	6.23E+03	91.3

 $Re_{mx} = 1.59E+04$

$Re_{\infty} = 1.17E+04$

$K_m = 128.8$

Tabela C. 17 - Valores de Ts, h, K, Remx, Re∞ e Km

FEIXE ESCALONADO

FILA 1

LEITURA NO MANOMETRO: 60 mm de Hg

θ	Ts (°C)	h (W/m ² °C)	K
0	47.1	9.04E+03	136.7
15	46.9	9.50E+03	143.8
30	46.9	1.04E+04	156.8
45	47.4	1.05E+04	158.9
60	48.4	9.59E+03	143.8
75	49.7	8.01E+03	119.2
90	50.9	6.33E+03	93.6
105	51.9	4.84E+03	71.1
120	52.5	3.90E+03	57.1
135	52.4	4.00E+03	58.6
150	51.6	5.30E+03	78.1
165	50.4	7.15E+03	106.0
180	49.9	8.07E+03	120.0

Remx= 2.90E+04

Re∞= 1.39E+04

Km=111.1

Tabela C. 18 - Valores de T_s , h , K , Re_{mx} , Re_{∞} e K_m

FEIXE ESCALONADO

FILA 2

LEITURA NO MANOMETRO: 60 mm de Hg

θ	T_s (°C)	h (W/m ² °C)	K
0	45.2	1.05E+04	160.5
15	45.4	1.02E+04	156.4
30	46.1	9.05E+03	138.1
45	47.1	6.97E+03	105.8
60	48.0	5.33E+03	80.4
75	48.2	5.46E+03	82.3
90	47.7	7.10E+03	107.3
105	47.4	8.27E+03	125.2
120	47.7	7.49E+03	113.2
135	48.3	5.99E+03	90.2
150	48.5	5.78E+03	87.0
165	48.1	6.99E+03	105.4
180	47.8	7.81E+03	118.0

 $Re_{mx} = 1.89E+04$

$Re_{\infty} = 1.40E+04$

$K_m = 113.1$

 Tabela C. 19 - Valores de T_s , h , K , Re_{mx} , Re_{∞} e K_m

FEIXE ESCALONADO

FILA 3

LEITURA NO MANOMETRO: 60 mm de Hg

θ	T_s (°C)	h (W/m ² °C)	K
0	45.1	1.52E+04	232.2
15	45.1	1.56E+04	238.3
30	45.2	1.55E+04	236.9
45	45.8	1.36E+04	207.2
60	46.4	1.16E+04	176.2
75	46.3	1.21E+04	183.1
90	45.5	1.48E+04	225.0
105	45.1	1.60E+04	244.9
120	45.8	1.33E+04	202.1
135	47.0	9.67E+03	146.1
150	47.3	9.01E+03	135.8
165	46.7	1.12E+04	170.2
180	46.2	1.28E+04	194.9

 $Re_{mx} = 2.89E+04$

$Re_{\infty} = 1.39E+04$

$K_m = 199.5$

Tabela C. 20 - Valores de T_s , h , K , Re_{mx} , Re_{∞} e K_m

FEIXE ESCALONADO

FILA 4

LEITURA NO MANOMETRO: 60 mm de Hg

θ	T_s (°C)	h (W/m ² °C)	K
0	44.8	1.46E+04	224.7
15	45.0	1.45E+04	222.6
30	45.5	1.35E+04	207.1
45	46.5	1.13E+04	171.6
60	47.7	8.92E+03	134.9
75	48.4	7.99E+03	120.3
90	48.6	8.55E+03	128.6
105	48.8	9.11E+03	136.8
120	49.6	8.32E+03	124.3
135	50.7	6.70E+03	99.6
150	51.6	5.66E+03	83.7
165	52.0	5.57E+03	82.0
180	52.1	5.70E+03	84.0

 $Re_{mx} = 1.89E+04$

$Re_{\infty} = 1.40E+04$

$K_m = 140.0$

Tabela C. 21 - Valores de Ts, h, K, Remx, Re ∞ e Km

FEIXE ALINHADO

FILA 1

LEITURA NO MANOMETRO: 45 mm de CC14

θ	Ts(°C)	h(W/m ² °C)	K
0	51.3	4.37E+03	62.7
15	51.4	4.18E+03	59.8
30	51.7	3.85E+03	55.0
45	52.1	3.71E+03	52.9
60	52.8	3.52E+03	50.0
75	54.0	2.81E+03	39.6
90	55.6	1.69E+03	23.6
105	56.9	8.66E+02	12.0
120	57.5	7.88E+02	10.9
135	57.6	1.21E+03	16.7
150	57.5	1.53E+03	21.2
165	57.4	1.50E+03	20.8
180	57.5	1.42E+03	19.6

Remx= 4.93E+03

Re ∞ = 2.37E+03

Km= 34.2

Tabela C. 22 - Valores de T_s , h , K , Re_{mx} , Re_{∞} e K_m

FEIXE ALINHADO

FILA 2

LEITURA NO MANOMETRO: 45 mm de CCl_4

θ	T_s ($^{\circ}C$)	h ($W/m^2^{\circ}C$)	K
0	53.0	2.14E+03	30.3
15	52.6	2.59E+03	36.8
30	51.6	3.73E+03	53.4
45	50.8	4.91E+03	70.6
60	50.8	5.16E+03	74.1
75	51.9	4.08E+03	58.3
90	53.8	2.39E+03	33.7
105	55.5	1.10E+03	15.5
120	56.6	7.12E+02	9.9
135	56.8	1.04E+03	14.5
150	56.6	1.61E+03	22.5
165	56.3	2.03E+03	28.3
180	56.2	2.16E+03	30.2

 $Re_{mx} = 4.93E+03$

$Re_{\infty} = 2.37E+03$

$K_m = 36.8$

Tabela C. 23 - Valores de T_s , h , K , Re_{mx} , Re_{∞} e K_m

FEIXE ALINHADO

FILA 3

LEITURA NO MANOMETRO: 45 mm de CCl_4

θ	T_s ($^{\circ}C$)	h ($W/m^2^{\circ}C$)	K
0	52.8	2.06E+03	29.3
15	52.2	2.96E+03	42.2
30	50.7	5.10E+03	73.4
45	49.5	6.97E+03	101.0
60	49.5	7.14E+03	103.5
75	50.7	5.74E+03	82.5
90	52.6	3.89E+03	55.3
105	54.4	2.39E+03	33.7
120	55.7	1.53E+03	21.4
135	56.2	1.42E+03	19.7
150	56.0	1.99E+03	27.8
165	55.4	2.85E+03	39.9
180	55.2	3.26E+03	45.8

 $Re_{mx} = 4.93E+03$

$Re_{\infty} = 2.37E+03$

$K_m = 52.0$

Tabela C. 24 - Valores de T_s , h , K , Re_{mx} , Re_{∞} e K_m

FEIXE ALINHADO

FILA 4

LEITURA NO MANOMETRO: 45 mm de CCl_4

θ	T_s (°C)	h (W/m ² °C)	K
0	52.3	2.82E+03	40.2
15	51.5	4.05E+03	58.0
30	49.8	6.81E+03	98.5
45	48.8	8.62E+03	125.4
60	49.4	7.72E+03	112.0
75	51.1	5.31E+03	76.2
90	53.2	3.29E+03	46.7
105	54.9	2.20E+03	30.9
120	56.0	1.72E+03	24.1
135	56.6	1.66E+03	23.1
150	56.5	2.04E+03	28.4
165	56.2	2.67E+03	37.2
180	56.1	2.98E+03	41.6

 $Re_{mx} = 4.93E+03$

$Re_{\infty} = 2.37E+03$

$K_m = 57.1$

Tabela C. 25 - Valores de T_s , h , K , Re_x , Re_∞ e K_m

FEIXE ALINHADO

FILA 1

LEITURA NO MANOMETRO: 378 mm de CC14

θ	$T_s(^{\circ}C)$	$h(W/m^2^{\circ}C)$	K
0	47.5	6.88E+03	99.9
15	47.3	7.34E+03	106.7
30	47.0	8.20E+03	119.3
45	47.3	8.36E+03	121.5
60	48.4	7.35E+03	106.0
75	50.1	5.66E+03	80.9
90	51.8	3.99E+03	56.4
105	53.3	2.66E+03	37.3
120	54.2	1.89E+03	26.3
135	54.2	1.93E+03	27.0
150	53.4	2.88E+03	40.3
165	52.5	4.19E+03	59.0
180	52.0	4.83E+03	68.1

 $Re_x = 1.48E+04$

$Re_\infty = 7.11E+03$

$K_m = 73.0$

 Tabela C. 26 - Valores de T_s , h , K , Re_x , Re_∞ e K_m

FEIXE ALINHADO

FILA 2

LEITURA NO MANOMETRO: 378 mm de CCl_4

θ	T_s ($^{\circ}C$)	h ($W/m^2^{\circ}C$)	K
0	46.4	6.23E+03	91.0
15	46.0	7.11E+03	104.0
30	45.2	8.91E+03	131.0
45	45.0	9.70E+03	142.9
60	45.7	8.45E+03	123.9
75	47.1	6.26E+03	91.1
90	48.4	4.69E+03	67.6
105	49.2	4.22E+03	60.6
120	49.3	4.54E+03	65.1
135	48.9	5.16E+03	74.2
150	48.5	5.82E+03	83.9
165	48.1	6.33E+03	91.5
180	47.9	6.54E+03	94.5

$Re_x = 1.48E+04$

$Re_\infty = 7.11E+03$

$K_m = 93.9$

Tabela C. 27 - Valores de Ts, h, K, Remx, Re∞ e Km

FEIXE ALINHADO

FILA 3

LEITURA NO MANOMETRO: 378 mm de CCl4

θ	Ts (°C)	h (W/m ² °C)	K
0	47.7	5.43E+03	78.6
15	46.6	7.58E+03	110.6
30	44.5	1.26E+04	186.5
45	43.2	1.60E+04	238.2
60	43.8	1.42E+04	211.3
75	45.7	1.02E+04	149.9
90	47.5	7.46E+03	108.2
105	48.8	6.27E+03	90.3
120	49.5	5.70E+03	81.7
135	49.8	5.50E+03	78.7
150	49.6	6.08E+03	87.1
165	49.0	7.26E+03	104.4
180	48.8	7.91E+03	113.9

Remx= 1.48E+04

Re∞= 7.11E+03

Km=126.1

Tabela C. 28 - Valores de T_s , h , K , Re_{mx} , Re_{∞} e K_m

FEIXE ALINHADO

FILA 4

LEITURA NO MANOMETRO: 378 mm de CCl_4

θ	$T_s(^{\circ}C)$	$h(W/m^2^{\circ}C)$	K
0	46.6	8.68E+03	126.5
15	46.0	9.93E+03	145.3
30	44.8	1.28E+04	188.0
45	44.1	1.47E+04	217.0
60	44.6	1.37E+04	203.0
75	46.0	1.10E+04	161.2
90	47.7	8.48E+03	122.9
105	49.0	6.99E+03	100.4
120	49.6	6.50E+03	93.0
135	49.6	6.84E+03	97.9
150	49.1	7.87E+03	113.0
165	48.3	9.10E+03	131.3
180	48.0	9.67E+03	139.8

 $Re_{mx} = 1.48E+04$

$Re_{\infty} = 7.11E+03$

$K_m = 141.5$

Tabela C. 29 - Valores de T_s , h , K , Re_{mx} , Re_{∞} e K_m

FEIXE ALINHADO

FILA 1

LEITURA NO MANOMETRO: 60 mm de Hg

θ	T_s (°C)	h (W/m ² °C)	K
0	45.7	9.64E+03	141.9
15	45.5	1.01E+04	148.2
30	45.3	1.07E+04	157.7
45	45.7	1.04E+04	153.6
60	46.8	9.08E+03	132.7
75	48.3	7.37E+03	106.7
90	49.6	5.80E+03	83.3
105	50.7	4.39E+03	62.8
120	51.3	3.36E+03	47.8
135	51.2	3.27E+03	46.6
150	50.2	4.53E+03	64.9
165	48.9	6.53E+03	94.3
180	48.3	7.56E+03	109.6

 $Re_{mx} = 2.74E+04$

$Re_{\infty} = 1.32E+04$

$K_m = 103.8$

Tabela C. 30 - Valores de T_s , h , K , Re_{mx} , Re_{∞} e K_m

FEIXE ALINHADO

FILA 2

LEITURA NO MANOMETRO: 60 mm de Hg

θ	T_s (°C)	h (W/m ² °C)	K
0	42.6	1.19E+04	182.1
15	42.4	1.26E+04	193.0
30	42.2	1.38E+04	212.3
45	42.3	1.38E+04	212.0
60	43.0	1.20E+04	183.9
75	44.0	9.80E+03	149.2
90	44.8	8.54E+03	129.3
105	45.2	8.42E+03	127.3
120	45.3	8.84E+03	133.4
135	45.2	9.10E+03	137.5
150	45.3	9.02E+03	136.1
165	45.4	8.79E+03	132.7
180	45.4	8.69E+03	131.1

 $Re_{mx} = 2.84E+04$

$Re_{\infty} = 1.37E+04$

$K_m = 158.5$

 Tabela C. 31 - Valores de T_s , h , K , Re_{mx} , Re_{∞} e K_m

FEIXE ALINHADO

FILA 3

LEITURA NO MANOMETRO: 60 mm de Hg

θ	T_s (°C)	h (W/m ² °C)	K
0	43.9	8.65E+03	128.7
15	42.8	1.15E+04	172.4
30	40.7	1.82E+04	275.8
45	39.6	2.20E+04	336.1
60	40.5	1.85E+04	282.2
75	42.2	1.33E+04	200.6
90	43.6	1.09E+04	162.9
105	44.3	1.07E+04	159.5
120	44.7	1.07E+04	158.4
135	45.1	1.02E+04	150.1
150	45.2	1.01E+04	149.5
165	44.9	1.09E+04	161.8
180	44.8	1.15E+04	170.2

 $Re_{mx} = 2.74E+04$

$Re_{\infty} = 1.32E+04$

$K_m = 192.9$

Tabela C. 32 - Valores de T_s , h , K , Re_x , Re_∞ e Km

FEIXE ALINHADO

FILA 4

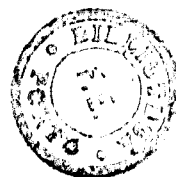
LEITURA NO MANOMETRO: 60 mm de Hg

θ	T_s (°C)	h (W/m ² °C)	K
0	42.5	1.63E+04	250.2
15	42.3	1.71E+04	263.6
30	41.8	1.90E+04	292.9
45	41.7	2.00E+04	308.7
60	42.2	1.86E+04	286.0
75	43.4	1.55E+04	236.6
90	44.5	1.29E+04	195.6
105	45.1	1.22E+04	184.3
120	45.0	1.32E+04	199.7
135	44.6	1.46E+04	220.8
150	44.5	1.48E+04	224.9
165	44.7	1.40E+04	212.7
180	44.9	1.35E+04	204.9

 $Re_x = 2.85E+04$

$Re_\infty = 1.37E+04$

$Km = 237.0$





FACULDADE DE ENGENHARIA
UNIVERSIDADE DO PORTO

BIBLIOTECA



000008384