



FLUTUAÇÕES DE PRESSÃO NAS PAREDES DE UM BANCO DE TUBOS COM ESCOAMENTO TURBULENTO



Luiz Augusto M. Endres e Sérgio Viçosa Möller

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica - PROMEC
Universidade Federal do Rio Grande do Sul - UFRGS, Porto Alegre, RS

RESUMO

Neste artigo, são apresentados resultados de medições do campo de pressões flutuantes sobre as paredes de bancos de tubos submetidos a escoamento turbulento transversal. Os bancos de tubos possuem arranjos quadrangulares e triangulares, sendo que são analisadas quatro razões de aspecto diferentes para cada tipo de arranjo investigados. As flutuações de pressão estão apresentadas na forma de suas funções de densidade autoespectral e de variâncias. Os resultados mostram frequências definidas de geração de vórtices apenas para a maior razão de espaçamento. A diminuição da razão de espaçamento tende a uniformizar o campo de pressões flutuantes sobre os tubos.

INTRODUÇÃO

O processo de transferência de calor em trocadores convencionais como os de casco e tubo foi bastante estudado nos últimos 50 anos, mas a tentativa de elevar as taxas de transferência de calor com aumento de velocidades do escoamento e redução de espaçamentos entre os tubos requer, constantemente, novas informações para projetos. A generalização do grande volume de resultados experimentais existentes, através de estudos de semelhança e o desenvolvimento dos equipamentos de medição de grandezas nos escoamentos turbulentos permitiram uma melhor compreensão dos fenômenos térmicos e hidrodinâmicos envolvidos. Como as características do escoamento em torno dos tubos influem consideravelmente na transferência de calor esperada dos trocadores, torna-se necessário o conhecimento do escoamento resultante através de experimentos.

Em torno de um tubo em um banco, o escoamento é fortemente influenciado pelos tubos vizinhos. Em uma fenda estreita entre dois tubos de uma linha transversal ao escoamento de aproximação, por exemplo, o gradiente de pressão varia de tal forma a causar correspondente variação na distribuição de velocidades e no aspecto geral do escoamento adiante desta posição. Zukauskas (1972) compara o escoamento verificado nos arranjos triangulares ao de um canal curvo com seções transversais periodicamente convergentes e divergentes, o que torna a distribuição de velocidades semelhante em diferentes linhas de tubos. Nos arranjos quadrangulares a comparação é feita com canais retilíneos e a distribuição de velocidades nas fendas estreitas é determinada, principalmente, pela razão de espaçamento entre os tubos. O posicionamento dos tubos das linhas posteriores nas esteiras das linhas que os precedem, torna a distribuição de velocidades notadamente não uniforme. Zukauskas (1972) também mostra que, com relação ao coeficiente de transferência de calor local, verifica-se uma distribuição com o mesmo padrão de variação da velocidade, reduzindo-se estas variações na medida em que a razão de espaçamento é reduzida. Este parâmetro torna-se quase uniforme para arranjos com razão de espaçamento menores (Möller, 1982).

Na camada de escoamento com características laminares, junto à superfície sólida dos tubos, não há movimento normal ao escoamento principal e, portanto, não há uma mistura eficiente do fluido lá existente, que se processa apenas por condução. Por

outro lado, os vórtices da região turbulenta, eventualmente, penetram no limite da região laminar induzindo uma rápida mistura entre os fluidos destas camadas. Sendo assim, uma forma eficiente para elevar a taxa de transferência de calor é a redução na resistência da camada em que predomina o efeito viscoso combinada com um aumento na intensidade da turbulência do escoamento.

No entanto, Knudsen e Katz (1958) já chamavam a atenção para a presença de vórtices no escoamento turbulento como associados a grandes perdas de energia do movimento. Qualquer promoção de turbulência requer maior consumo de energia para manter o fluido em escoamento e, como um dos pontos críticos do equipamento de transferência de calor é o investimento a ser feito durante a operação, não se pode deixar de comparar os custos de bombeamento extra com a economia obtida na transferência de calor. Assim, na busca do equilíbrio entre aumento da turbulência e redução na perda de energia do movimento, fica claro que todo o esforço incapaz de afetar a subcamada viscosa próxima à superfície sólida apenas contribui para a perda de energia e desperdício de recursos, entre outras consequências indesejáveis relativas à integridade do equipamento. Por esses motivos, o conhecimento em detalhe da estrutura hidrodinâmica no interior do banco de tubos aparece como um importante item neste tipo de operação.

A preocupação quanto à integridade de equipamentos de transferência de calor e periféricos é decorrente da íntima relação existente entre o escoamento de fluidos em torno de estruturas sólidas e as vibrações por ele induzidas. A força do fluido sobre a estrutura provoca sua deformação que, enquanto ocorre, provoca mudanças na orientação do movimento com o mesmo caráter aleatório das flutuações das grandezas turbulentas do escoamento.

Diferentemente de bancos de tubos com grandes razões de aspecto, onde as cargas hidrodinâmicas estão principalmente associadas com o processo de formação e fuga de vórtices, o escoamento turbulento em bancos de tubos com pequenas razões de aspecto é caracterizado por um amplo espectro de energia, sem uma frequência definida (Blevins, 1990).

As flutuações de pressão resultam de flutuações de velocidade em diferentes pontos do campo de escoamento. O campo de pressões resultante é descrito pela equação de Poisson obtida da divergência da equação de Navier-Stokes, na forma da Eq. (1) em notação indicial (Willmarth, 1975):

$$\nabla^2 p = -\rho \frac{\partial^2 (u_i u_j)}{\partial x_i \partial x_j} \quad (1)$$

onde

- p = pressão;
- ρ = massa específica do fluido;
- u = velocidade do escoamento; e
- x = coordenada espacial.

Se introduzirmos a hipótese de Reynolds (segundo a qual uma grandeza qualquer Z pode ser representada pela soma de seu valor médio no tempo \bar{z} com a flutuação z' em torno desta média na forma $z = \bar{z} + z'$) na expressão anterior e isolarmos o termo representativo do campo de pressões flutuantes obtém-se a Eq. (2) (Rotta, 1972) que tem como solução geral uma relação onde o campo de pressões é dependente de integração sobre todo o campo de velocidades e não uma grandeza localizada.

$$\nabla^2 p' = -2\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_j'}{\partial x_i} - \rho \frac{\partial^2 (u_i' u_j')}{\partial x_i \partial x_j} + \rho \frac{\partial^2 \bar{u}_i' u_j'}{\partial x_i \partial x_j} \quad (2)$$

No entanto, conforme Townsend, (1976), a amplitude das flutuações de pressão deve ser influenciada apenas por flutuações de velocidade a uma distância comparável ao comprimento de onda destas flutuações. Sendo assim, uma busca da forma e magnitude da correlação entre estas duas grandezas pode auxiliar na compreensão do complexo fenômeno aqui descrito. Esta investigação já está iniciada e será apresentada oportunamente.

O objetivo deste trabalho é apresentar resultados de medições do campo de pressões flutuantes sobre o contorno dos tubos de bancos com arranjos quadrangulares e triangulares, com pequena razão de aspecto, e investigar seu comportamento como uma função da posição no interior do banco.

SEÇÃO DE TESTES

As medições foram realizadas em um canal retangular com 146 mm de altura e 765 mm de comprimento, onde os bancos de tubos foram colocados. O fluido de trabalho foi o ar que, impelido por um ventilador centrífugo, passava por uma câmara de tranquilização e um conjunto de colméias e telas, antes de atingir o banco de tubos. O ângulo de incidência do escoamento com os tubos era de 90°. A vazão de ar na seção de testes, e então o número de Reynolds, era controlada com a utilização de uma válvula de gaveta. Antes do banco de tubos, um tubo de Pitot foi colocado, em uma posição fixa, para medir a velocidade de referência dos experimentos, uma vez que o perfil de velocidade incidente ao banco de tubos era uniforme. A figura 1 representa o canal esquematicamente.

Os bancos de tubos investigados possuíam arranjos quadrangulares ou triangulares, com 5 linhas e 4 ou 5 colunas para as medições de pressões flutuantes, conforme representado na figura 2. Os resultados apresentados neste artigo referem-se

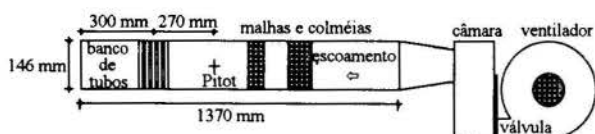


Figura 1 - Representação esquemática do canal

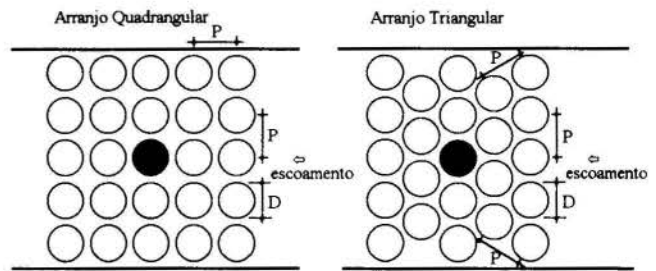


Figura 2 - Representação esquemática dos arranjos de tubos (o tubo instrumentado aparece hachurado).

às razões entre espaçamento e diâmetro (P/D) iguais a 1,60 ; 1,26 ; 1,16 e 1,05 , sendo o diâmetro dos tubos 32,1 mm e os números de Reynolds correspondentes, respectivamente iguais a $17 \cdot 10^3$; $12 \cdot 10^3$; $10 \cdot 10^3$ e $5,8 \cdot 10^3$, calculados com base na velocidade de referência e diâmetro dos tubos (Re_R).

Nas medições de pressões flutuantes, devido à redução do espaçamento entre os tubos do banco, uma maior perda de carga acarretou variações no valor do número de Reynolds. Utilizando valores de velocidade nas fendas estreitas, calculados a partir da velocidade de referência e com base na área efetiva de passagem do escoamento na primeira linha de tubos, os valores de número de Reynolds (Re_F) passam a ser $51 \cdot 10^3$; $71 \cdot 10^3$; $85 \cdot 10^3$ e $82 \cdot 10^3$. Os sub-índices R e F referem-se, respectivamente, ao emprego das velocidades do escoamento "de referência" e "nas fendas estreitas entre os tubos", como parâmetro de adimensionalização. Existem variações nos valores dos números de Reynolds obtidos para os arranjos quadrangulares e triangulares de até 11 %, sendo aqui mostrados o maior dos dois.

As medições de pressão nos contornos foram realizadas através de uma tomada de pressão no tubo central da terceira linha, que aparece hachurado na figura 2, conectada por pequenos tubos plásticos a um transdutor de pressão piezo-resistivo ENDEVCO, montado no interior do tubo, na forma mostrada na figura 3.

Medições prévias em duto circular mostraram que esta técnica de montagem era adequada às medições a serem realizadas (Endres, Möller 1994). O tubo assim instrumentado girava em torno de seu eixo permitindo medidas a cada 10°. Estes ângulos são medidos entre a direção do escoamento incidente antes do banco de tubos e a posição da tomada de pressão. Zero graus (0°) corresponde à localização onde a tomada de pressão fazia o escoamento principal.

A aquisição de dados das flutuações de pressão foi realizada por um conversor analógico-digital controlado por micro computador compatível com IBM/PC, empregado, também, para a avaliação dos resultados (Endres 1990).

Para a caracterização das medições realizadas foram determinados:

(i) a média temporal das flutuações de pressão \bar{p} , definida como

$$\bar{p} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T p(t) dt \quad (3)$$

onde

- p(t) = valores da pressão ao longo do tempo; e
- T = intervalo de tempo da medição; e

(ii) a função de densidade autoespectral (ou espectro de potência) $\Phi_{pp}(f)$ das flutuações de pressão que representa a taxa

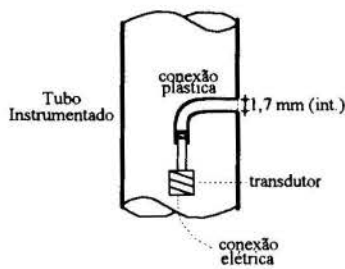


Figura 3 - Montagem do transdutor de pressão no tubo

de variação do valor quadrático médio destas pressões flutuantes no escoamento com relação à frequência f e é definida, conforme Bendat e Piersol (1986) como

$$\Phi_{pp}(f) = \frac{1}{BT} \int_0^T p^2(f, B, t) dt \quad (4)$$

onde B representa a largura da banda de resolução do espectro. A área abaixo desta curva fornece a variância da flutuação de pressão e a raiz quadrada deste valor é a raiz média quadrática (desvio padrão) ou, neste caso em que se trabalha apenas com as flutuações das grandezas, o valor RMS da pressão.

Para a determinação das funções de densidade autoespectral, a frequência de amostragem foi de 16,1 kHz sendo os sinais dos instrumentos filtrados para passarem acima de 1 Hz e abaixo de 8,05 kHz. Por outro lado na determinação de valores RMS, a frequência de amostragem utilizada foi de 3 kHz e a filtragem entre 1 Hz e 1 kHz.

A avaliação da incerteza das medições neste trabalho permite concluir que os equipamentos utilizados, multímetros, manômetros de líquido e eletrônicos, transdutor de pressão (incluindo o condicionamento do sinal elétrico) e conversor analógico-digital, são responsáveis por uma parcela de 1,4 % das incertezas e o emprego de conexões plásticas entre as tomadas e o transdutor de pressão em outra parcela de 5,0 %. Sendo assim, o valor total esteve abaixo de 6,5 % para os valores RMS e para as determinações dos espectros das flutuações de pressão, até frequências da ordem de 1000 Hz. Este intervalo de frequências foi tomado como referência, por esperar-se que o mesmo contenha as maiores estruturas do escoamento no interior dos bancos de tubos.

RESULTADOS

Antes de iniciar os experimentos a distribuição do escoamento na seção de testes foi medida com anemômetro de fio quente (empregando técnica descrita em Vosáhló 1984 e Möller 1988), mostrando um perfil de velocidades uniforme com 2 % de intensidade da turbulência da corrente livre, na mesma ordem de grandeza do trabalho de Zdravkovich e Stonebanks (1988). Medições das vibrações da seção de testes (incluindo os tubos nos bancos) foram, também, realizadas com o emprego de um acelerômetro METRA, para identificar possíveis influências provocadas pelo ventilador ou motor elétrico de acionamento. Duas importantes frequências de ressonância da seção de testes foram detectadas, a primeira em torno de 2 kHz e a segunda em torno de 8 kHz.

As figuras 4 e 5 mostram os valores RMS das flutuações de pressão adimensionalizados, tomando-se as velocidades na fenda como parâmetro de adimensionalização, em função da posição angular para o tubo instrumentado dos arranjos quadrangulares e triangulares, respectivamente.

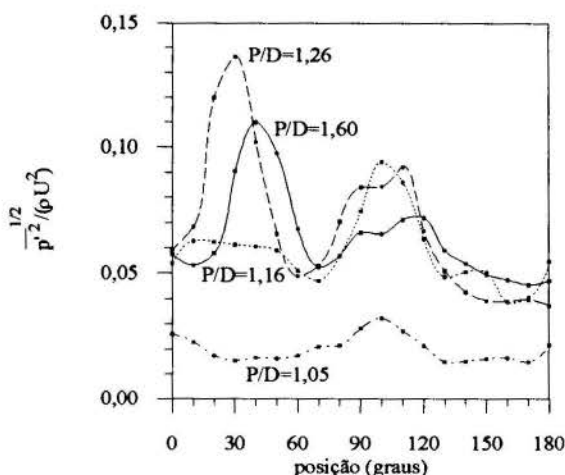


Figura 4 - Valores RMS das flutuações de pressão, adimensionais, para arranjos quadrangulares (linhas apenas para visualização)

Na figura 4 percebem-se duas regiões com picos dos valores deste parâmetro para os arranjos quadrangulares. A primeira na faixa entre 0 e 60 graus e, a segunda, entre 70 e 130 graus. Nas duas regiões os pontos de máximo ocorrem para ângulos menores na medida em que o espaçamento relativo é reduzido. Devido à redução na razão de espaçamento de 1,60 para 1,26 verifica-se uma significativa elevação nos picos deste valor. No entanto, entre $P/D=1,26$ e $P/D=1,16$ uma redução brusca é verificada na primeira região enquanto valores da mesma ordem foram obtidos na segunda região. Neste espaçamento relativo de 1,16 o pico da primeira região está achatado, salientando-se apenas o da segunda região. Entre $P/D=1,16$ e $P/D=1,05$ têm-se uma redução significativa nos valores RMS da flutuação de pressão deste arranjo menos espaçado, inclusive na região do segundo pico onde afasta-se das demais. Sua curva apresenta-se praticamente plana quando comparada às dos outros arranjos, mostrando uma acentuada uniformização na distribuição da flutuação de pressão nesta geometria.

Na figura 5, por outro lado, existe um padrão na forma das curvas representativas do valor RMS da flutuação de pressão dos arranjos triangulares com espaçamentos relativos 1,26; 1,16 e

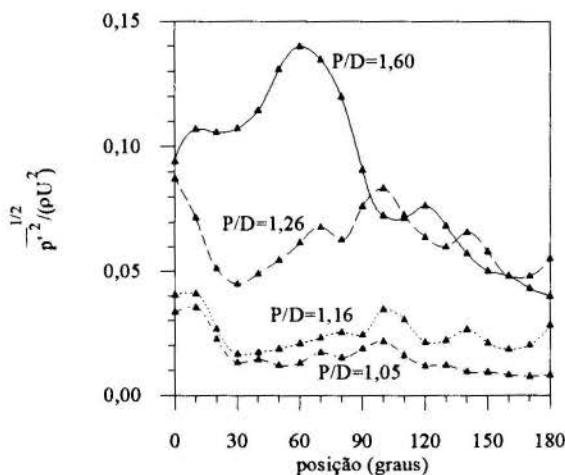


Figura 5 - Valores RMS das flutuações de pressão, adimensionais, para arranjos triangulares (linhas apenas para visualização)

1,05, embora com redução dos valores obtidos, na medida em que P/D é reduzido, sem superposições.

A partir de 90 graus ocorrem repetições de valores apenas na comparação entre os espaçamentos 1,60 e 1,26. O arranjo com espaçamento relativo de 1,60 possui valores crescentes até a posição de 60 graus de forma oposta aos demais, que inicialmente decrescem. O aspecto relativamente plano dos arranjos com espaçamento relativo 1,16 e 1,05, com valores mais baixos deste parâmetro, assemelha-se ao da figura 4 com espaçamento relativo 1,05.

As figuras 6, 7 e 8 mostram as densidades autoespectrais das flutuações de pressão na parede do tubo instrumentado (ver figura 2), nas fendas estreitas entre os tubos, respectivamente para a tomada de pressão posicionada em 45, 90 e 135 graus, tomando-se as velocidades na fenda como parâmetro de adimensionalização.

As curvas possuem, em geral, magnitudes com a mesma ordem de grandeza, quando comparados os arranjos quadrangulares com os triangulares de cada figura. Uma exceção notável está na figura 6, para o ângulo de 45°, em que os espaçamentos relativos de 1,26 e 1,16 apresentam valores menores nos arranjos triangulares.

É regra geral, também, uma redução das magnitudes, para toda a faixa de variação dos números de Strouhal, na medida em que é reduzido o espaçamento relativo, considerada uma posição angular fixa.

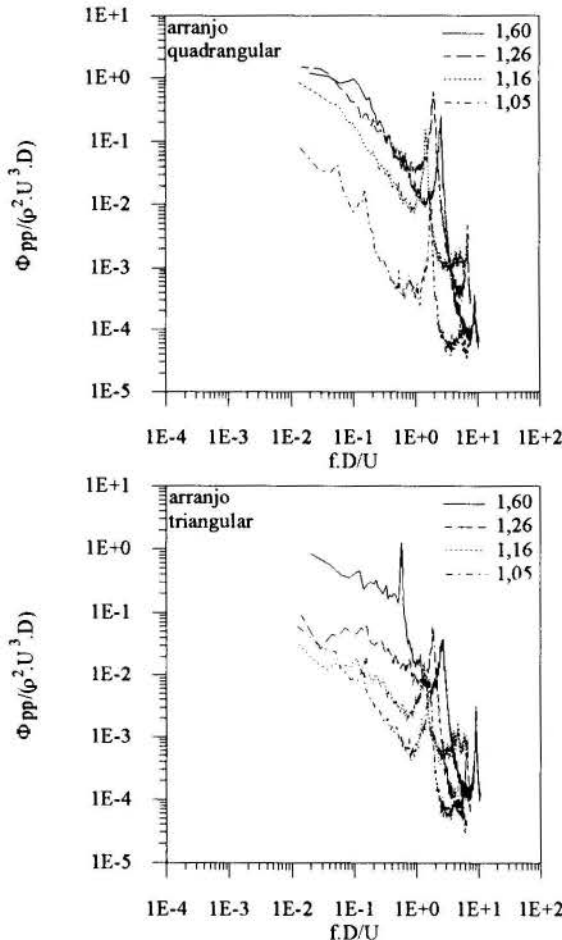


Figura 6 - Densidades autoespectrais adimensionalizadas, das flutuações de pressão nos arranjos quadrangulares e triangulares, para as diferentes razões de espaçamento: tomada de pressão a 45°.

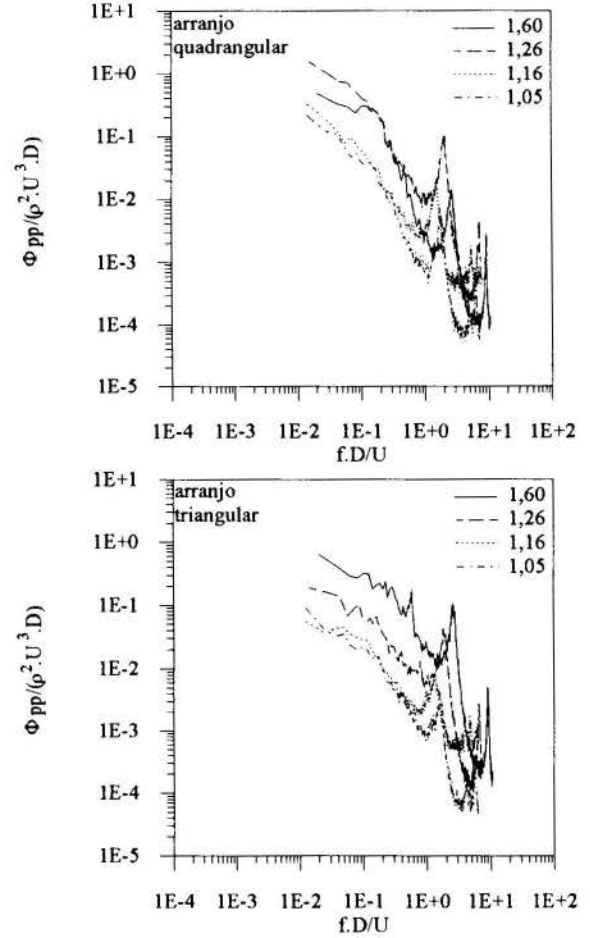


Figura 7 - Densidades autoespectrais adimensionalizadas, das flutuações de pressão nos arranjos quadrangulares e triangulares, para as diferentes razões de espaçamento: tomada de pressão a 90°.

No arranjo triangular com espaçamento relativo igual a 1,60, marcadamente na figura 6 referente a 45° e, com menor intensidade, nas figuras 7 e 8, percebe-se um pico do espectro na posição de Strouhal igual a 0,57; relativo à frequência de 440 Hz, provavelmente devido ao processo de formação e fuga de vórtices na esteira dos cilindros anteriores ao instrumentado.

Este resultado está de acordo com os obtidos em situações semelhantes relatadas na literatura consultada. Com alguma surpresa não foi possível constatar ocorrência análoga no arranjo quadrangular de mesmo espaçamento. Para as demais razões de espaçamento, as curvas possuem um decaimento uniforme no sentido do crescimento de Strouhal, com a presença de picos nos números de Strouhal correspondentes às frequências mencionadas anteriormente, referentes à ressonância da seção de teste.

Resultados de decaimento uniforme nos valores das funções de densidade espectral, sem o surgimento de periodicidades devidas exclusivamente ao processo hidrodinâmico são, em parte, confirmados por medições prévias efetuadas com anemometria de fio quente em arranjos quadrangulares e triangulares para razões de espaçamento iguais a 1,26 e 1,16 (Endres, Silva e Möller, 1995 I e II).

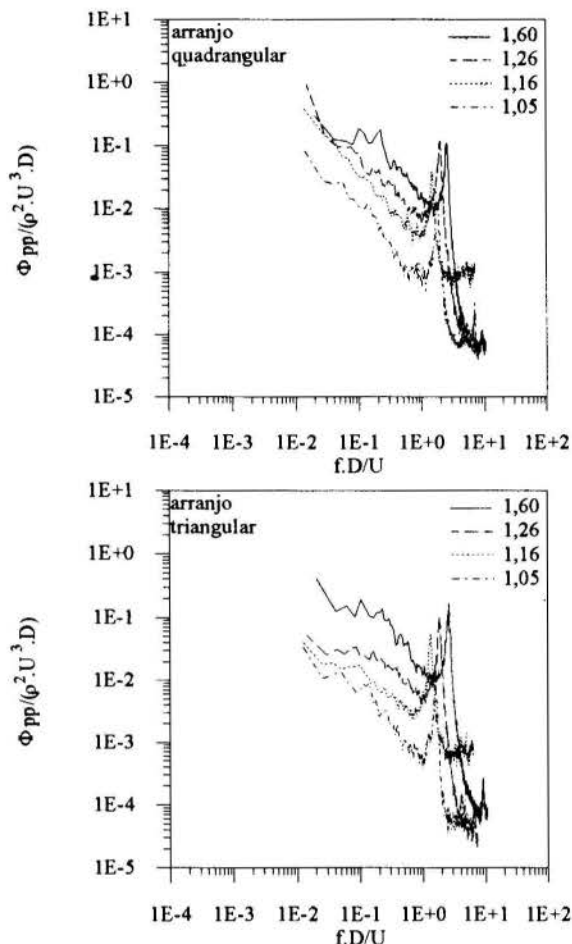


Figura 8 - Densidades autoespectrais adimensionalizadas, das flutuações de pressão nos arranjos quadrangulares e triangulares, para as diferentes razões de espaçamento: tomada de pressão a 135° .

CONCLUSÕES

Este artigo apresenta resultados de medições de campos de pressão flutuante em bancos de tubos com arranjos quadrangulares e triangulares, com pequena razão de aspecto, tendo como objetivo investigar características das flutuações de pressão em função da posição no interior do banco.

As medições dos valores RMS das flutuações de pressão, adimensionalizados com emprego da velocidade calculada para as fendas estreitas entre os tubos, têm aproximadamente a mesma magnitude nas duas geometrias de arranjos estudados, sendo influenciados, de maneira distinta, pela razão de espaçamento. Enquanto nos arranjos triangulares as baixas razões de espaçamento têm comportamento semelhante, distinguindo-se o elevado valor máximo local para $P/D = 1,60$ na posição angular de 60° , as duas maiores razões de espaçamento com arranjo quadrangular apresentam máximos locais destacados a ângulos entre 30 e 45 graus. Em ambas geometrias a redução da razão de espaçamento tende a homogeneizar a distribuição das flutuações de pressão em torno dos tubos, levando a cargas dinâmicas sobre os mesmos e à expectativa de coeficientes de transferência de calor uniformes, como mostrado em Möller, (1982).

As funções de densidade autoespectral apresentadas nas figuras 6, 7 e 8, nas baixas razões de espaçamento, não

permitem visualizar quaisquer frequências características devidas exclusivamente a processos de causa hidrodinâmica, nos dois casos de geometrias investigadas. No entanto, no arranjo triangular mais espaçado um pronunciado pico aparece para a frequência de 440 Hz, correspondendo a um número de Strouhal $S_R = 1,68$ ($S_F = 0,57$), o que está de acordo com resultados obtidos por Polak e Weaver (1994), com diferença dentro da faixa de incerteza dos próprios autores, embora tenham empregado técnicas diferentes nesta determinação. Este resultado demonstra a adequação da técnica de medição adotada e confirma os resultados para as razões de espaçamento menores. A redução na razão de espaçamento tende a uniformizar, portanto, a distribuição das flutuações de pressão sobre as paredes, resultando funções de densidade autoespectral com decaimento uniforme.

Com base no exposto e observando-se a equação para flutuação de pressão (Eq. 2) pode-se concluir pela uniformidade na transferência de quantidade de movimento nas baixas razões de aspecto, indicando cargas dinâmicas uniformes sobre as barras dos arranjos e sugerindo uniformidade, também, de coeficientes de transferência de calor (Möller, 1982).

AGRADECIMENTOS

Este trabalho de pesquisa é financiado pelo CNPq via projetos de pesquisa 414216/90-3 e 400180/92-8.

REFERÊNCIAS

- Bendat, J. S. e Piersol, A. G., 1986, *Random Data: analysis and measurement procedures*. 2nd. ed., John Wiley & Sons, New York.
- Blevins R. D., 1990, *Flow Induced Vibrations*, van Nostrand-Reinhold, New York.
- Endres, L. A. M., 1990, "Contribuição ao Desenvolvimento de um Sistema para Aquisição e Tratamento de Pressões Instantâneas em Laboratório", Dissertação de Mestrado, IPH/UFRGS, Porto Alegre.
- Endres, L. A. M. e Möller, S. V., 1994, "Estudo Experimental da Influência de Conexões entre Tomadas e Transdutores de Pressão", *Anais VIII Simpósio Brasileiro Sobre Tubulações e Vasos de Pressão*, Gramado, pp. 416-424.
- Endres, L. A. M., Silva, C. and Möller, S. V., 1995 - I, "Experimental Study of Static and Dynamic Fluid Flow Loads in Tube Banks", *Transactions of SMiRT 13, Int. Conf. Structural Mechanics in Reactor Technology*, Porto Alegre, v.4, pp.451-456.
- Endres, L. A. M., Silva, C. and Möller, S. V., 1995 - II, "Análise Espectral da Flutuação de Pressão nas Paredes de um Banco de Tubos em escoamento Turbulento", *Anais Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica*, Belo Horizonte.
- Möller, S. V., 1982, "Experimental Determination of the Local Heat Transfer Coefficient in a Closely Packed Pin Arrangement", *Jül - Spez - 173, Kernforschungsanlage, Jülich*.

Möller, S. V., 1988, "Experimentelle Untersuchung der Vorgänge in engen Spalten zwischen den Unterkanälen von Stabbündeln bei turbulenter Strömung", Dissertation, Universität Karlsruhe, Karlsruhe. (Também: KfK 4501, 1989.)

Polak, D. R., Weaver, D. S., 1994, "Vortex Shedding in Normal Triangular Tube Arrays", *ASME Pressure Vessels and Piping Conference*, Minneapolis, pp. 145-156.

Rotta, J. C., 1972, *Turbulente Strömungen*, B. G. Teubner, Stuttgart.

Silva, C., 1993, "Análise Experimental do Campo de Pressão e da Perda de Carga em Banco de Tubos", Dissertação de Mestrado, PROMEC/UFRGS, Porto Alegre.

Townsend, A. A., 1976, *The Structure of Turbulent Shear Flow*, Cambridge U. P., Cambridge.

Vosáňho, L., 1984, "Computer Programs for the Evaluation of Turbulence Characteristics from Hot Wire Measurements", KfK 3743, Kernforschungszentrum Karlsruhe.

Willmarth, W. W., 1975, "Pressure Fluctuations Beneath Turbulent Boundary Layers", *Ann. Rev. of Fluid Mech.*, Vol. 7, pp.13-88.

Zdravkovich, M. M., Stonebanks, K. L., 1988, "Intrinsically non-uniform and metastable flow in and behind tube arrays", *Proceedings International Symposium on Flow-Induced Vibration and Noise*, ASME, Chicago, Vol. 1, pp.23-46.

Zukauskas, A. A., 1972, "Heat Transfer From Tubes in Crossflow", *Advances in Heat Transfer.*, Vol. 8, pp.93-160.

ABSTRACT

This paper presents results of measurements of fluctuating wall pressure in tube banks subjected to turbulent cross flow. Experiments were performed in tube banks with triangular and square arrangements having four different aspect ratios. Pressure fluctuations are presented in form of autospectral density functions and variances. Results of measurements show characteristics vortex shedding frequencies only in the tube bank with the largest aspect ratio. Pressure fluctuation field on tube walls becomes uniform as the aspect ratio is reduced.