

Revista Brasileira de Ciências Mecânicas

*Society of the Brazilian
Journal of Mechanical Sciences*

4

PUBLICAÇÃO DA ABCM - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE CIÊNCIAS MECÂNICAS

VOL. XV - Nº 4 - 1993

ISSN 0100-7386

REVISTA BRASILEIRA DE CIÊNCIAS MECÂNICAS

JOURNAL OF THE BRAZILIAN SOCIETY OF MECHANICAL SCIENCES

REVISTA BRASILEIRA DE CIÊNCIAS MECÂNICAS
JOURNAL OF THE BRAZILIAN SOCIETY OF
MECHANICAL SCIENCES

Vol. 1, N.º 1 (1979) -
Rio de Janeiro: Associação Brasileira de Ciências
Mecânicas

Trimestral
Inclui referências bibliográficas.

1. Mecânica
ISSN-0100-7386

A REVISTA BRASILEIRA DE CIÊNCIAS MECÂNICAS

publica trabalhos que cobrem os vários aspectos da
ciência e da tecnologia em Engenharia Mecânica,
incluindo interfaces com as Engenharias Civil, Elétrica,
Química, Naval, Nuclear, Aeroespacial, Alimentos,
Agricultura, Petróleo, Materiais, etc., bem como aplicações
da Física e da Matemática à Mecânica.

EDITOR:

Leonardo Goldstein Jr.
UNICAMP - FEM - DETF - C.P. 6122
13083-970 Campinas - SP
Tel: (0192) 39-3006 Fax: (0192) 39-3722

EDITORES ASSOCIADOS:

Agenor de Toledo Fleury
IPT - Instituto de Pesquisas Tecnológicas
Divisão de Mecânica e Eleticidade - Agrupamento de Sistemas de Controle
Cidade Universitária - C.P. 7141
01064-970 São Paulo - SP
Tel: (011) 268-2211 R-504 Fax: (011) 869-3353

Carlos Alberto Carrasco Altemani
UNICAMP - FEM - DE - C.P. 6122
13083-970 Campinas - SP
Tel: (0192) 39-8435 Fax: (0192) 39-3722

José Augusto Ramos do Amaral
NUCLEN - NUCLEBRAS ENGENHARIA, S.A.
Superintendência de Estruturas e Componentes Mecânicos.
R: Visconde de Ouro Preto, 5
22250-180 - Rio de Janeiro - RJ
Tel: (021) 552-2772 R-269 ou 552-1095 Fax: (021) 552-2993

Walter L. Weingaertner

Universidade Federal de Santa Catarina
Dept. de Eng.ª Mecânica - Lab. Mecânica de Precisão
Campus - Trindade - C.P. 476
88049 Florianópolis - SC
Tel: (0482) 31-9395/34-5277 Fax: (0482) 34-1519

CORPO EDITORIAL:

Alcir de Faro Orlando (PUC - RJ)
Antonio Francisco Fortes (UnB)
Armando Albertazzi Jr. (UFSC)
Atair Rios Neto (INPE)
Benedito Moraes Purquerio (EESC - USP)
Caio Mario Costa (EMBRACO)
Carlos Alberto de Almeida (PUC - RJ)
Carlos Alberto Martin (UFSC)
Clovis Raimundo Maliska (UFSC)
Emanuel Rocha Woiski (UNESP - FEIS)
Francisco Emílio Baccaro Nigro (IPT - SP)
Francisco José Simões (UFPA)
Genesio José Menon (EFEI)
Hans Ingo Weber (UNICAMP)
Henrique Rozenfeld (EESC USP)
Jair Carlos Dutra (UFSC)
João Alziro Herz de Jornada (UFRGS)
José João de Espindola (UFSC)
Jurandir Itzo Yanagihara (EP USP)
Lirio Schaefer (UFRGS)
Lourival Boehs (UFSC)
Luis Carlos Sandoval Goes (ITA)
Marcio Ziviani (UFMG)
Moyses Zindeluk (COPPE - UFRJ)
Nisio de Carvalho Lobo Brum (COPPE - UFRJ)
Nivaldo Lemos Cupini (UNICAMP)
Paulo Afonso de Oliveira Soviero (ITA)
Paulo Eigi Miyagi (EP USP)
Rogerio Martins Saldanha da Gama (LNCC)
Valder Steffen Jr. (UFU)

Publicação da /Published by

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE CIÊNCIAS MECÂNICAS
THE BRAZILIAN SOCIETY OF MECHANICAL SCIENCES

Secretaria da ABCM: Ana Lucia Fróes de Souza
Av. Rio Branco, 124-18º andar - Rio de Janeiro - Brasil
Tel. / Fax (021) 222-7128

Presidente: Arthur Palmeira Ripper

Vice-Presidente: Sidney Stuckenbruk

Secret. Geral: Agamenon R. E. Oliveira

Secretário: Carlos Alberto de Almeida

Diretor de Patrimônio: Luiz Fernando Salgado Candiota

REVISTA FINANCIADA COM RECURSOS DO

Programa de Apoio a Publicações Científicas

MCT



CNPq



FINEP

FAPESP - Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo

Otimização do Conforto e da Segurança de um Trator

Comfort and Safety Optimization of an Agricultural Tractor

D. E. Zamperli

UNICAMP - FEM - DMC, Brasil

G. Rill

FH Regensburg, RFA

Abstract

The dynamics of an agricultural tractor with a suspended front axle and an elastically mounted rear implement was investigated. It was shown that the combination of two separately optimized systems does not guarantee a good performance. Only the optimization of the complete system yields a perfect dynamic behaviour.

Keywords: Agricultural Tractor, Dynamics, Comfort, Safety, Optimization

Resumo

A partir da simulação da dinâmica vertical de um trator determinam-se os valores ótimos de rigidez e amortecimento de sua suspensão dianteira e de seu acoplamento elástico com o implemento através de um critério quadrático de otimização, baseado na aceleração vertical de seu centro de massa e na variação dinâmica da carga nas rodas. Por perturbação do sistema propõe-se a transposição de um obstáculo em forma de rampa, com o veículo se locomovendo em velocidade constante. Dos resultados obtidos prova-se que a otimização de dois conceitos em separado e no final adicionados, não conduz necessariamente a um ótimo.

Palavras-chave: Otimização de um Trator, Conforto, Segurança

Introdução

A necessidade de uma maior rentabilidade, fez com que os tratores agrícolas se tornassem bastante versáteis, permitindo o acoplamento dos mais variados implementos, tanto dianteiros como traseiros. Isso acarreta numa diminuição tanto do conforto como da segurança, pois trás consigo uma variação de carga nas rodas bastante grande. Associado a esse fato existe uma clara tendência em se colocar no mercado veículos cuja potência permite velocidades superiores a 50 km/h, no intuito de se minimizar o tempo ocioso do trajeto garagem-campo. Entretanto, como o veículo não possui suspensão, tem-se por consequência uma variação dinâmica muito grande tanto das forças de contato roda-via como da aceleração vertical da carroceria, como mostrado por Rill et al. (1992). Atualmente, graças à evolução da microeletrônica e dos sistemas servo-hidráulicos, têm-se à disposição tratores com cabine de motorista com suspensão, assento sobre molas de ar, tração integral, diferencial autoblocante com servo-controle. Entretanto, essas inovações não contribuem no sentido de se melhorar a segurança e diminuir a variação dinâmica sobre a via. Somente novos desenvolvimentos como eixo dianteiro com suspensão hidro-pneumática ou controle do movimento do implemento contribuem significativamente para um maior conforto e segurança, também em velocidades altas, como mostrado por Wimbeck (1991) e Hesse (1990).

Modelo Matemático

Embora o comportamento dinâmico completo de um veículo necessite de modelos complexos, que incluam movimento espacial, não-linearidades, cinemática não-linear, etc..., como proposto por Rill (1991), para o estudo da influência de um eixo dianteiro suspenso bem como do movimento de um implemento agrícola elasticamente acoplado, no conforto e na segurança, um modelo plano é em primeira aproximação suficiente, já que tanto a aceleração linear do veículo bem como a variação das forças nas rodas dependem, quase que exclusivamente, do movimento linear em relação ao eixo vertical, passando pelo seu centro de massa e do movimento de balanço (movimento rotatório em relação ao plano transversal do veículo). Assim, propõe-se para a simulação de um trator com eixo dianteiro suspenso, carregando um implemento agrícola, o modelo representado na Fig. 1, onde os três

corpos são considerados rígidos e, os elementos da suspensão e da rótula são representados por molas e amortecedores lineares. O número de graus de liberdade é quatro, cujas coordenadas generalizadas são: Z_V : deslocamento vertical do eixo dianteiro, Z_F : deslocamento vertical do corpo principal, β_F : ângulo de balanço do corpo principal, β_A : ângulo de balanço do implemento em relação ao corpo principal.

Deve-se observar que na realidade está-se utilizando três coordenadas absolutas (Z_V , Z_F , β_F e uma relativa β_A). Tal representação apresenta algumas vantagens numéricas, tais como o desacoplamento do eixo dianteiro, em relação a outros movimentos.

Agrupando as coordenadas generalizadas em um vetor-posição de ordem quatro:

$$[x]^T = [Z_V, Z_F, \beta_F, \beta_A] \quad (1)$$

A correspondente equação de movimento em forma matricial é expressa por:

$$[M] [\ddot{x}] = [h(t)] \quad (2)$$

Explicitamente, a matrix $[M]$ e o vetor $h(t)$ são dados por:

$$[M] = \begin{bmatrix} m_{11} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{22} & m_{23} & m_{24} \\ 0 & m_{23} & m_{33} & m_{34} \\ 0 & m_{24} & m_{34} & m_{44} \end{bmatrix} \quad (3)$$

onde os termos m_{ij} são expressos por:

$$m_{11} = M_V$$

$$m_{22} = M_F + M_A$$

$$m_{23} = M_A (L_G + L_{G2})$$

$$m_{24} = M_A L_{G2}$$

$$m_{33} = I_A + I_F + M_A (L_G + L_{G2})^2 + M_A (H_G)^2$$

$$m_{34} = I_A + M_A L_{G2} (L_G + L_{G2})$$

$$m_{44} = I_A + M_A L_{G2}^2 \quad (4)$$

Enquanto os parâmetros dimensionais estão representados na Fig. 1, M_i e I_i , $i = F, V, A$ representam, respectivamente, as massas e os momentos de inércia do corpo principal, eixo dianteiro e implemento.

$$[h(t)] = \begin{bmatrix} P_1 - F_V - M_V g \\ P_2 + F_V - (M_A + M_F) g \\ P_2 L_2 + F_V L_1 - M_A g (L_G + L_{G2}) \\ M_G - M_A g L_{G2} \end{bmatrix} \quad (5)$$

Considerando-se os parâmetros da suspensão, dos pneus e a excitação ω_1 e ω_2 através da via, as forças expressas no lado direito da equação acima são dadas por:

$$P_1 = C_{R1}(\omega_1 - \dot{Z}_V) + D_{R1}(\omega_1 - \dot{Z}_V) \quad (6)$$

$$F_V = C_V[Z_V - (Z_F - L_1\beta_F)] + D_V[\dot{Z}_V - (\dot{Z}_F - L_1\dot{\beta}_F)] \quad (7)$$

$$P_2 = C_{R2}[\omega_2 - (Z_F) + L_2\beta_F] + D_{R2}[\dot{\omega}_2 - (\dot{Z}_F + L_2\dot{\beta}_F)] \quad (8)$$

$$M_G = -C_G\beta_A - D_G\dot{\beta}_A \quad (9)$$

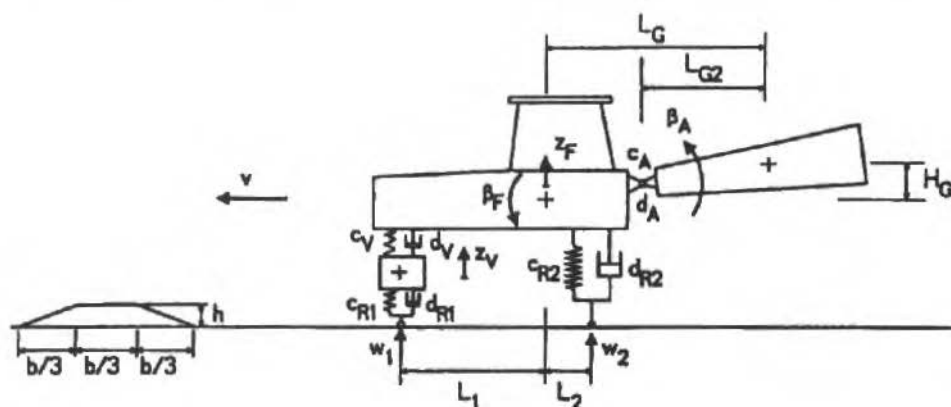


Fig. 1 Modelo utilizado na simulação

Pode-se notar pela metodologia empregada para a obtenção das equações de movimento, que se levou em conta a ação da gravidade, representada pelo vetor aceleração g . Como a posição de equilíbrio é arbitrada para o deslocamento vertical nulo, a carga estática é facilmente obtida como sendo:

$$P_{1stat} = M_V g + \frac{[(M_A + M_F) g L_2 - M_A g (L_G + L_{G2})]}{(L_1 + L_2)} \quad (10)$$

$$P_{2stat} = (M_V + M_F + M_A) g - P_{1stat} \quad (11)$$

$$F_{Vstat} = P_{1stat} - M_V g \quad (12)$$

$$M_{Gstat} = M_{AGLG2} \quad (13)$$

Tal formulação trás como vantagem a possibilidade de se analisar as forças de contato como sendo um valor estático mais ou menos a variação dinâmica. Claro que valores negativos indicam a perda de contato roda-via.

Observa-se que a maior parte dos parâmetros apresentados ou são geométricos, ou representam massas e inércias, ou seja, não podem ser arbitrados, pois são dependentes do projeto do veículo. Entretanto, os parâmetros da suspensão e da rótula, dentro de limites físicos e mecânicos podem ser escolhidos livremente.

Assim, mantendo-se o projeto original do veículo em questão, propõe-se incrementar seu conforto e segurança, variando tão somente os parâmetros acima citados.

Otimização

Para a otimização de um sistema dinâmico qualquer estabelece-se a priori um funcional de custo adequado, propõe-se uma metodologia de busca em função dos parâmetros segundo os quais o funcional escolhido deve ser minimizado.

Para o comportamento dinâmico de um veículo, conforme já foi anteriormente citado, deve-se minimizar a variação dinâmica das forças de contato e da aceleração vertical do corpo principal. Eventualmente, dependendo dos resultados obtidos, tem-se que levar em conta, também, o espaço de trabalho da suspensão (principalmente no caso de suspensões ativas ou semi-ativas). Assim, escolheu-se por funcional um de custo quadrático, baseado nas seguintes grandezas:

- aceleração do centro de massa do corpo principal $\ddot{z}_j$,
- força de contato da roda dianteira P_1 ,
- força de contato da roda traseira P_2 .

Como essas grandezas são muito diferentes entre si, normalizou-se as forças em relação ao seu valor estático, enquanto a aceleração foi normalizada em relação à ação da gravidade. Desse modo o funcional a ser minimizado possui a seguinte configuração:

$$GK = \int_G^{+\infty} \left[\left(\frac{\ddot{z}_F}{g} \right)^2 + \left(\frac{P_1 - P_{1stat}}{P_{1stat}} \right)^2 + \left(\frac{P_2 - P_{2stat}}{P_{2stat}} \right)^2 \right] dt \quad (14)$$

Observa-se que os três fatores nada mais são do que os denominados valores efetivos Z_{Fef} , P_{1ef} e P_{2ef} normalizados.

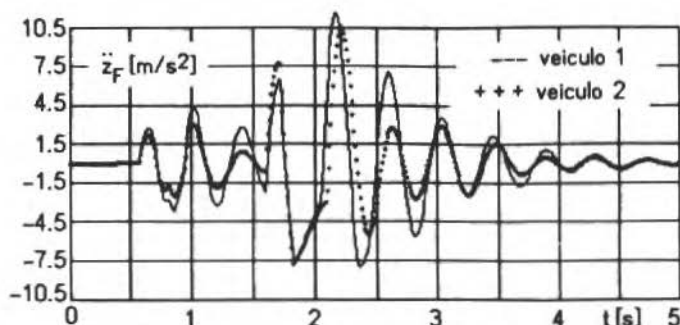


Fig. 2 Aceleração vertical do centro de massa

Por parâmetros, como se deseja otimizar a suspensão e a ligação trator-implemento, escolheu-se a rigidez e amortecimento da suspensão dianteira e da rótula, ou seja:

$$GK = GK(C_V, D_V, C_G, D_G) \quad (15)$$

Por manobra, segundo a qual a otimização deve ser feita, escolheu-se uma trajetória reta a velocidade constante e igual a dez quilômetros por hora, na qual após três metros encontra-se um obstáculo em forma de rampa, conforme Fig. 1, de dez centímetros de altura e um metro de comprimento. Por tempo de integração, estabeleceu-se entre meio e três e meio segundos, intervalo adequado, para essa velocidade, para a análise da vibração livre do modelo.

Por parâmetros iniciais escolheu-se os valores aproximados de um trator convencional - supondo-se que o mesmo possua um eixo dianteiro e uma rótula de acoplamento não rígida.

A otimização baseia-se em uma solução iterativa obtida através do algoritmo de Newton com uma procura em linha. Partindo-se de valores iniciais o vetor é variado na direção positiva e negativa para cada um dos parâmetros do sistema. Os parâmetros ótimos são obtidos da condição do funcional atingir um mínimo.

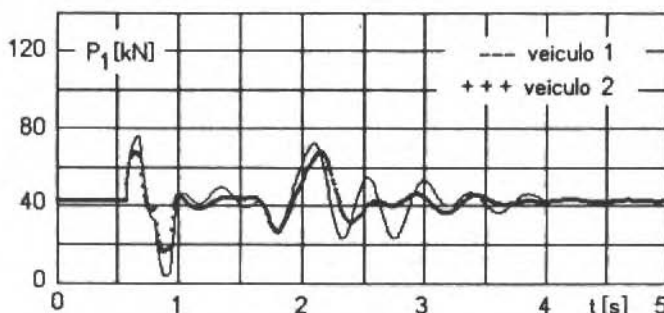


Fig. 3 Carga dinâmica do eixo dianteiro

O procedimento adotado foi o de se otimizar inicialmente somente um dos conjuntos, isto é, acoplamento elástico ou suspensão dianteira. Adicionou-se ambos os resultados obtidos, obtendo-se assim, a configuração da Fig. 1 (veículo 1). De posse desses dados, nova otimização foi realizada, chegando-se ao denominado veículo otimizado (veículo 2). A Tabela 1 abaixo permite uma comparação entre ambos veículos:

Tabela 1 Otimização do veículo

Otimização	Veículo 1	Veículo 2
Funcional GK	0,02536	0,02168
P_{1et}/P_{1stat}	0,01011	0,00735
P_{2et}/P_{2stat}	0,01917	0,01711
$\ddot{Z}_F/g$	0,01316	0,01109

Pode-se notar que o funcional é minimizado, através da diminuição do valor absoluto de todos os seus fatores. Para uma visualização desse fato apresenta-se o comportamento dinâmico de ambos tratores nas Figs. 2, 3 e 4, onde alguns resultados devem ser destacados:

- Com a adição de uma suspensão dianteira, a carga dominante é a do eixo traseiro.

- Uma vez que a manobra escolhida acarreta uma solicitação dinâmica grande, o eixo traseiro chega a perder contato.
- O segundo veículo apresenta um desempenho superior tanto em conforto como em segurança.

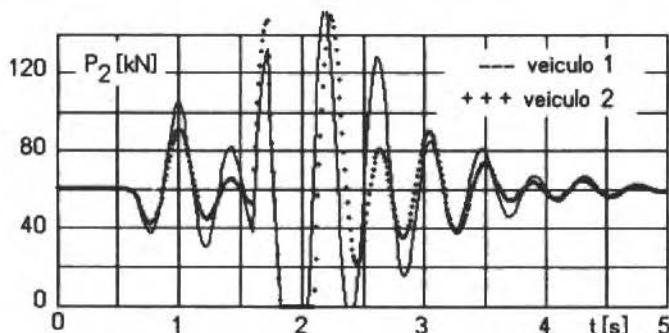


Fig. 4 Carga dinâmica do eixo traseiro

Conclusões

A partir de um modelo plano de um trator agrícola, apresentou-se o estudo de otimização de seu conforto e segurança, baseado no comportamento próprio do veículo.

Os resultados demonstram que uma otimização deve fazer parte já do projeto inicial, pois duas soluções otimizadas em separado e, posteriormente adicionadas é qualitativa e quantitativamente inferior a otimização conjunta. Embora o critério adotado tenha sido baseado no impulso, os resultados demonstram que, também, todas as parcelas integrantes (valores efetivos da aceleração vertical e das cargas nas rodas) do funcional foram minimizadas.

Agradecimentos

O presente trabalho foi realizado durante a estadia de um ano no Instituto Politécnico de Regensburg, RFA, subvencionadas através de uma bolsa de pós-doutorado da Fapesp.

Referências

- Hesse, H., 1991, "Aktive Nickschwingungsdämpfung für Ackerschlepper", relatório técnico não publicado, Robert Bosch GmbH.
- Rill, G., 1991, "Simulation von Fahrzeugschwingungen", manuscrito, FH Regensburg, RFA.
- Rill, D., et al., 1992, "Improvement of Dynamic Wheel Loads and Ride Quality of Heavy Agricultural Tractors by Using Suspending Front Axles", Heavy vehicles and road - technol., safety and policy. D. Cebon, C. Mitchell (Ed.). Thomas Telford, London.
- Wimbeck, M., 1991, "Vergleich Zwischen Messung und Fahrsimulationsrechnung am Beispiel eines Vorderachsgefederten Schleppers", trabalho de graduação, FH Regensburg.

Controle de Vibrações e Ruído por Neutralizadores Dinâmicos Tipo Viga

Vibration and Noise Control by Beamlike Dynamic Neutralizers

Fernando L. Freitas Filho

José J. de Espíndola

Universidade Federal de Santa Catarina

Laboratório de Vibrações e Acústica

Cx. Postal 476 - CEP 88040-900 - Florianópolis - SC

Abstract

The theory of the equivalent generalized quantities to simple dynamic absorbers is presented. According to this theory the equations of the compound system can be written in term of the main system only. This concept is expanded to beamlike dynamic vibrations absorbers. The necessary generalized quantities matrices and also the general equation of the compound system are obtained. An example is shown and the numeric results are discussed and compared with another previous publication.

Keywords: Vibration Control, Noise Control, Beamlike Dynamic Neutralizers

Resumo

Será apresentada a teoria das grandezas generalizadas equivalentes para neutralizadores dinâmicos simples. Segundo esta teoria, pode-se escrever as equações do sistema composto em termos das coordenadas do sistema primário apenas. Estes conceitos são estendidos para neutralizadores dinâmicos tipo viga. Um exemplo é apresentado e os resultados numéricos discutidos e comparados com os outros previamente publicados.

Palavras-chave: Controle, Vibrações, Ruído, Neutralizadores Tipo Viga

Introdução

Neutralizadores Dinâmicos de Vibrações são dispositivos mecânicos acoplados a um sistema mecânico principal, com o objetivo de reduzir ou controlar as vibrações a níveis aceitáveis.

A abordagem clássica dos neutralizadores dinâmicos considera o sistema a ser controlado, bem como o neutralizador, como tendo um único grau de liberdade. Alguns estudos analíticos de casos particulares também são encontrados na literatura. Uma teoria geral para o controle modal de estruturas complexas foi desenvolvida, utilizando-se dos conceitos de massa generalizada equivalente e coeficiente de amortecimento viscoso generalizado equivalente. O ponto chave dessa teoria é que ela permite a formulação das equações do sistema composto em termos das coordenadas generalizadas do sistema primário apenas. Isto permite a análise do sistema composto no domínio modal do primário. Daí a sua generalidade. Esta teoria foi apresentada em Espíndola e Silva (1991,1992) e Silva (1991,1992), para neutralizadores de 1 grau de liberdade.

Neste trabalho apresenta-se um resumo da teoria das grandezas generalizadas equivalentes para neutralizadores simples, e a seguir, este conceito é estendido para neutralizadores tipo viga. As matrizes das grandezas generalizadas são derivadas, bem como, através de um exemplo, as equações gerais do sistema composto, em termos das coordenadas do sistema primário apenas. Os resultados numéricos são discutidos e comparados com outros previamente publicados.

Teoria das Grandezas Generalizadas Equivalentes para Neutralizadores Simples

O neutralizador simples é composto de uma massa conectada a uma base através de um dispositivo de amortecimento. Este dispositivo pode ser uma mola elástica em paralelo a um amortecedor ou uma peça de material elastomérico, com rigidez complexa igual a:

$$\bar{k}(\theta, \Omega) = \bar{L}\bar{G}(\theta, \Omega) [1 + i\eta(\theta, \Omega)] \quad (1)$$

Por simplicidade, a letra θ , que representa a temperatura, será omitida a partir de agora.

Na Fig. 1, $\bar{Q}(\Omega)$ e $\bar{F}(\Omega)$ são as transformadas de Fourier do deslocamento da base $q(t)$ e da força aplicada $f(t)$, respectivamente.

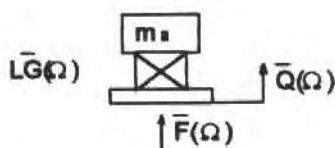


Fig. 1 Neutralizador Dinâmico Simples.

É fácil verificar que a impedância na base é dada por,

$$\bar{Z}_a(\Omega) = \frac{-im_a\Omega\bar{L}\bar{G}(\Omega)}{m_a\Omega^2 - \bar{L}\bar{G}(\Omega)} \quad (2)$$

e a massa dinâmica,

$$\bar{M}_a(\Omega) = -m_a \frac{\bar{L}\bar{G}(\Omega)}{m_a\Omega^2 - \bar{L}\bar{G}(\Omega)} \quad (3)$$

A frequência de anti-ressonância do neutralizador simples é definida como sendo aquela que, na ausência de amortecimento, torna o denominador das Eqs. 2 ou 3 igual a zero.

$$\Omega_a^2 = \frac{\bar{L}\bar{G}(\Omega)}{m_a} \quad (4)$$

(Note que na ausência de amortecimento $\bar{G}(\Omega) = G(\Omega)$).

Assumindo que $\bar{L}\bar{G}(\Omega) = \bar{L}G(\Omega_a)r(\Omega)$ e $\epsilon_a = \Omega/\Omega_a$, as Eqs. 2 e 3 podem ser reescritas como,

$$\bar{Z}_a(\Omega) = -im_a\Omega_a \frac{\epsilon_a r(\Omega) [1 + i\eta(\Omega)]}{\epsilon_a^2 r(\Omega) [1 + i\eta(\Omega)]} \quad (5)$$

$$\bar{M}_a(\Omega) = -m_a \frac{r(\Omega) [1 + i\eta(\Omega)]}{\epsilon_a^2 r(\Omega) [1 + i\eta(\Omega)]} \quad (6)$$

O coeficiente de amortecimento viscoso generalizado equivalente é definido como a parte real da impedância (Eq. 5) e para o neutralizador simples, é

$$c_e(\Omega) = m_a \Omega_a \frac{r(\Omega) \eta(\Omega) \varepsilon_a^3}{\left[\varepsilon_a^2 - r(\Omega) \right]^2 + \left[r(\Omega) \eta(\Omega) \right]^2} \quad (7)$$

De maneira análoga, a massa generalizada equivalente é dada pela parte real da massa dinâmica (Eq. 6),

$$m_e(\Omega) = -m_a \frac{r(\Omega) \{ \varepsilon_a^2 - r(\Omega) [1 + \eta^2(\Omega)] \}}{\left[\varepsilon_a^2 - r(\Omega) \right]^2 + \left[r(\Omega) \eta(\Omega) \right]^2} \quad (8)$$

É fácil de verificar-se que os dois esquemas apresentados na Fig. 2 são dinamicamente equivalentes.

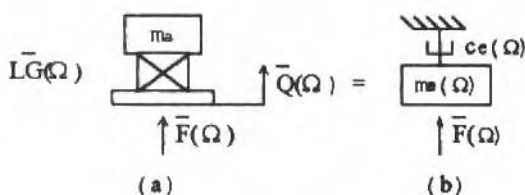


Fig. 2 Esquemas Equivalentes.

A impedância "sentida" pela força $f(t)$ aplicada na raiz do sistema b é,

$$\bar{Z}_a(\Omega) = c_e(\Omega) + i\Omega m_e(\Omega) \quad (9)$$

Se for feita a substituição de c_e e m_e , Eqs. 7 e 8, na expressão acima, a Eq. 5 é reproduzida. Como uma consequência, considera-se um sistema primário geral no qual é acoplado um neutralizador simples, ao longo da coordenada $q(t)$. A equivalência mostrada na Fig. 3 mostra-se evidente, ou seja, o sistema primário "sente" o neutralizador como uma massa $m_e(\Omega)$ acoplada ao longo da coordenada $q(t)$ e um amortecedor viscoso de constante $c_e(\Omega)$ ligado a terra.

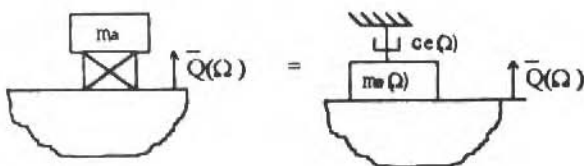


Fig. 3 Neutralizador Simples em um Sistema Generalizado.

A dinâmica do sistema resultante (primário + neutralizador) pode ser formulada em termos das coordenadas generalizadas físicas originais apenas, embora se tenha acrescido graus de liberdade. Esta é a principal vantagem do conceito de grandezas generalizadas equivalentes.

Neutralizador Dinâmico Tipo Viga

O neutralizador dinâmico tipo viga consiste em uma viga em balanço com uma massa de sintonização na extremidade (Fig. 4).

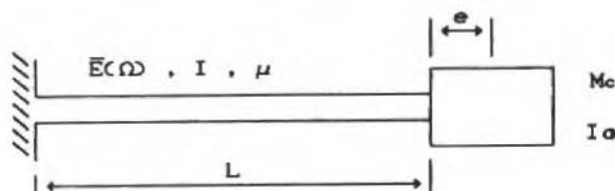


Fig. 4 Neutralizador Dinâmico Tipo Viga.

De acordo com a teoria das grandezas generalizadas equivalentes, os neutralizadores são substituídos pelas grandezas equivalentes que são representadas por uma matriz 2×2 . Estas propriedades são definidas como,

$$[c_e(\Omega)] = \frac{\text{Im} \{ [\bar{k}(\Omega)] \}}{\Omega} \quad (10)$$

$$[m_e(\Omega)] = \frac{\text{Re} \{ [\bar{k}(\Omega)] \}}{\Omega^2} \quad (11)$$

onde $[\bar{k}(\Omega)]$ é a matriz de rigidez dinâmica do neutralizador, que pode ser obtida usando o conceito de matriz de transferência.

Cada ponto da viga é caracterizado por um vetor de estado escrito no domínio da frequência. A força de excitação $F(\Omega)$ é também representada por um vetor.

A transformação do vetor de estado de um ponto da viga em outro ponto da mesma é feita através de uma matriz de transferência.

Expressões para matrizes de transferência podem ser obtidas em Espíndola (1991) e Pestel e Leckie (1993). Para uma viga uniforme de comprimento L , a mesma é dada por,

$$[T]_{01} = \begin{bmatrix} c_1 & c_2 & c_3/D & c_4/D \\ c_4\lambda_1^4 & c_1 & c_2/D & c_3/D \\ c_3D\lambda_1^4 & c_4D\lambda_1^4 & c_1 & c_2 \\ c_2D\lambda_1^4 & c_3D\lambda_1^4 & c_4\lambda_1^4 & c_1 \end{bmatrix} \quad (12)$$

onde:

$$\lambda_1 = \bar{\lambda}_1(\Omega) = \left| \Omega^2 \frac{\mu}{D} \right|^{1/2}$$

$$D = \bar{D}(\Omega) = \bar{E}(\Omega) I$$

$$c_1 = \bar{c}_1(\Omega) = \frac{\cosh \lambda_1 L + \cos \lambda_1 L}{2}$$

$$c_2 = \bar{c}_2(\Omega) = \frac{\sinh \lambda_1 L + \sin \lambda_1 L}{2\lambda_1}$$

$$c_3 = \bar{c}_3(\Omega) = \frac{\cosh \lambda_1 L - \cos \lambda_1 L}{2\lambda_1^2}$$

$$c_4 = \bar{c}_4(\Omega) = \frac{\sinh \lambda_1 L - \sin \lambda_1 L}{2\lambda_1^3}$$

$[T]_{01}$ = Matriz que transforma o vetor de estado da estação 0 à estação 1 (Fig. 6).

Para a massa de sintonização, de acordo com a Fig. 5, pode-se obter a seguinte matriz de transferência,

$$[T]_{12} = \begin{bmatrix} 1 & e & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\Omega^2 I_G & 1 & e \\ M_c \Omega^2 & M_c e \Omega^2 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (13)$$

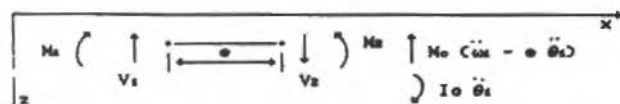


Fig. 5 Esforços na Massa de Sintonização.

A matriz de transferência total $[T]_{02}$ do neutralizador, ou seja, a matriz de transferência para a viga mais a massa da extremidade é dada por,

$$[T]_{02} = [T]_{12} [T]_{01} \quad (14)$$

Aplicação do Neutralizador Tipo Viga

Neste trabalho, dois neutralizadores tipo viga serão acoplados na viga em balanço do exemplo no trabalho de Snowdon (1966). A Fig. 6 apresenta a viga com os neutralizadores.

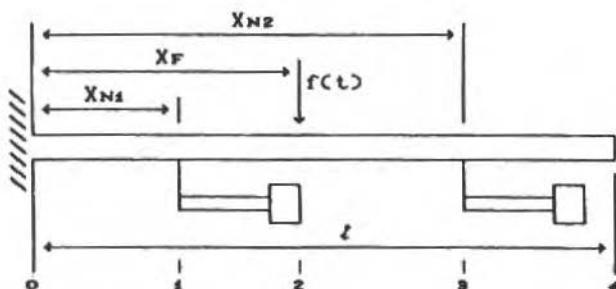


Fig. 6 Viga em Balanço com 2 Neutralizadores Tipo Viga.

A cada trecho da viga corresponde uma matriz de transferência, dada pela expressão (12). Para o neutralizador dinâmico esta matriz é complexa devido ao fato de que o mesmo é feito com material viscoelástico. Já para a viga em questão, a matriz de transferência é real, uma vez que não é considerado o amortecimento do sistema principal.

Para o neutralizador dinâmico, considerando suas seções imediatamente à esquerda e imediatamente à direita, pode-se obter a seguinte matriz de transferência (Fig. 7),

$$[\bar{T}]_N = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & \bar{B} & 1 & 0 \\ -\bar{A} & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (15)$$

onde:

$$\bar{A} = \Omega^2 m_{e11} - i\Omega c_{e11}$$

$$\bar{B} = -\Omega^2 m_{e22} + i\Omega c_{e22}$$

Da expressão

$$\{\bar{Z}\}_4 = \{\bar{T}\}_{04} \{\bar{Z}\}_0$$

onde:

$$[\bar{T}]_{04} \{\bar{Z}\}_0 = [\bar{T}]_{34} [\bar{T}]_{N2} ([\bar{T}]_{13} [\bar{T}]_{N1} [\bar{T}]_{01} \{\bar{Z}\}_0 - [\bar{T}]_{23} \{\bar{F}\})$$

é fácil de se obter,

$$\bar{c}_{11} \bar{M}_0 + \bar{c}_{12} \bar{V}_0 = \bar{d}_1 \bar{F}$$

$$\bar{c}_{21} \bar{M}_0 + \bar{c}_{22} \bar{V}_0 = \bar{d}_2 \bar{F} \quad (16)$$

onde:

$\bar{c}_{11}$, $\bar{c}_{12}$, $\bar{c}_{21}$, $\bar{c}_{22}$, $\bar{d}_1$ e $\bar{d}_2$ são constantes extraídas de $[\bar{T}]_{04}$.

As Eqs. 16 podem ser resolvidas para $\bar{M}_0$ e $\bar{V}_0$ e cada vetor de estado pode ser calculado.

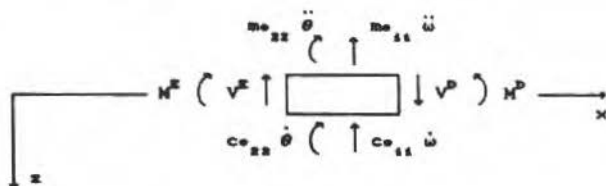


Fig. 7 Esforços no Neutralizador

A transmissibilidade da força é uma função no domínio da frequência definida como,

$$T_F(\Omega) = \left| \frac{\bar{V}_0(\Omega)}{\bar{F}(\Omega)} \right| \quad (17)$$

Os valores ótimos do amortecimento e da "rigidez" EI foram obtidos de forma similar à do trabalho de Espíndola e Silva (1991,1992) e Silva (1991,1992).

Exemplo

A estrutura primária considerada aqui é a mesma dos trabalhos de Silva (1992), Espíndola e Silva (1992) e Snowdon (1966), e consiste numa viga em balanço na qual são acoplados dois neutralizadores, com o objetivo de controlar as vibrações no primeiro e segundo modos. O neutralizador para o controle do primeiro modo foi colocado na extremidade da viga; já o neutralizador para o controle do segundo modo, foi colocado no centro da viga.

Os dados da viga são os seguintes,

$$\begin{aligned} l &= 3,81 \text{ m} & I &= 8,982 \times 10^{-5} \text{ m}^4 \\ E &= 2,0 \times 10^{12} \text{ N/m}^2 & XN1 &= 1,905 \text{ m} \\ \mu &= 46,43 \text{ kg/m} & XN2 &= XF = 3,81 \text{ m} \end{aligned}$$

Os dados para os neutralizadores são,

Controle do modo 1	Controle do modo 2
$\gamma = 0,25$	$\gamma = 0,10$
$\mu = 34,22 \text{ kg/m}$	$\mu = 13,7 \text{ kg/m}$
$Mc = 10 \text{ kg}$	$Mc = 4 \text{ kg}$
$L = 1,0 \text{ m}$	$L = 1,0 \text{ m}$
$IG = 0,15 \text{ kg/m}^2$	$IG = 0,06 \text{ kg/m}^2$
$e = 0,06 \text{ m}$	$e = 0,06 \text{ m}$

onde γ é a razão de massa entre o neutralizador e a viga.

A Fig. 8 apresenta a transmissibilidade obtida neste trabalho comparada com a obtida por Snowdon (1966). A abscissa é a frequência adimensional $\beta l = (\Omega^2 \mu / EI)^{1/4}$.

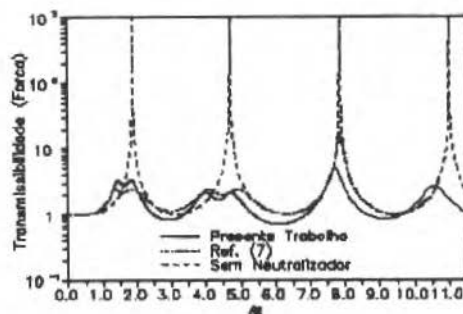


Fig. 8 Transmissibilidade

Conclusões

A análise de neutralizadores dinâmicos tipo viga acoplados a uma viga em balanço se torna mais fácil com o conceito das Grandezas Generalizadas Equivalentes. No exemplo apresentado, a transmissibilidade no primeiro e segundo modos foi praticamente a mesma obtida por Snowdon (1966). Pode ser visto, também, que menores valores de transmissibilidade foram obtidos para os modos maiores.

Referências

- Espíndola, J.J., 1991. "Apostila do Curso de Controle de Vibrações", Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, UFSC.
- Espíndola, J.J. e Silva, H.P., 1992. "Modal Reduction of Vibration by Dynamic Neutralizers: A Generalized Approach", Proceedings of 10th IMAC, San Diego, USA.
- Espíndola, J.J. e Silva, H.P., 1992. "Vibration Analysis of Structures with Neutralizers", V Congresso Nacional de Ingeniería Mecánica, Punta Arenas, Chile.
- Pestel, E.H. e Leckie, F.A., 1993. "Matrix Methods in Elastomechanics".
- Silva, H.P., 1991. "Controle Modal de Vibrações por Neutralizadores Dinâmicos: Uma Abordagem Generalizada", Dissertação de Mestrado, UFSC.
- Silva, H.P., 1992. "Relatório de Bolsa de Desenvolvimento Tecnológico Industrial", Programa RHAE-CNPq, Março.
- Snowdon, J.C., 1966. "Vibration of Cantilever Beams to which Dynamic Absorbers are Attached", The Journal of the Acoustical Society of America.

On the Modelling of Pressure Transients in Damageable Pipings

Felipe Bastos de Freitas Rachid
Heraldo Costa Mattos

Department of Mechanical Engineering
Universidade Federal Fluminense
24210-000 - Niterói - RJ - Brasil

Abstract

In this paper it is investigated the suitability of the low Mach number assumption for pressure transient models which account for the damageable behavior of the pipewall. The analysis is carried out based on the eigenvalue problem associated to the governing equations, without having to appeal to any explicit representation of the constitutive relations for the pipe material. Numerical results obtained for the most used pipe materials show that this simplifying assumption is valid for metallic tubes, but may fail if plastic tubes are considered.

Keywords: Pipings, Pressure Transients, Modelling, Damageable Behaviour

Introduction

Piping systems used for liquid transmission are present in several important installations ranging from simple water supply lines to complex cooling systems of thermohydraulic power plants. Whatever the application is, accurate predictions of transient pressures and flow the system might be subjected to is of great concern when one wishes to ensure a proper design and consequently an adequate operation.

On the way to accurately model the pressure pulse propagation in liquid-filled compliant piping systems, considerable progress has been achieved in the past few years. The traditional uncoupled waterhammer model with linear-elastic pipewall behavior (Streeter and Wylie, 1978) has given rise to sophisticated models. Models which account for complex phenomena such as the fluid-structure interaction between fluid and pipe motions and the inelastic behavior of the pipewalls (Wiggert, 1986 and Rachid et al., 1991).

It has been recently, however, that a more realistic description of the physical problem, which accounts for the pipe material degradation phenomenon (damage), has been considered by Rachid et al. (1992a). By incorporating the damageable behavior of the pipewalls in the analysis by means of a continuum damage theory, the local wavespeeds pressure pulse propagate in the liquid are no longer constant. They become dependent on the damage and can assume values as small as the liquid flow velocity due to damage evolution itself. As a result, question arises as to the suitability of the well-known low Mach number (LMN) assumption as a simplifying hypothesis, whether it has to be applied for pressure transient models with damage.

To investigate the applicability of the LMN assumption, it is carried out in this paper a theoretical analysis based on the eigenvalue problem associated to the governing equations of the model with damage. The quantitative analysis presented herein is conducted without having to appeal to any explicit representation of the constitutive relation of the pipe material. Hence, it can be applied to anyone pipe material whatsoever its mechanical behavior is.

Modelling

It will be presented in the next paragraphs a pressure transient model which accounts for the damageable behavior of the pipe material, without appealing to any specific representation of the pipe material behavior. First, the basic equations are presented and then the abstract constitutive relations for the pipe material. Finally, the model is obtained by combining these two set of equations.

Basic Equations

Because piping systems used for liquid transmission are composed of slender members, pressure transients in fluid-filled compliant pipes are commonly described by means of longitudinal wave theories (Streeter and Wylie, 1978). So, consider an inviscid transient one-dimensional compressible flow confined into a thin-walled pipe (inside radius R and wall thickness e) for which both fluid and pipewall motions are relevant. Under these assumptions, the balance equations of mass and momentum for fluid flow in Eulerian coordinates and in the absence of gravitational effects are:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho A) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho A v) = 0; \quad \frac{\partial}{\partial t}(\rho A) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho A v^2) + A \frac{\partial P}{\partial x} = 0 \quad (1a,b)$$

In the above equations, P , v , ρ and A are functions of the spatial position x along the pipe and the time t . They represent, respectively, the fluid pressure, the axial fluid velocity, the fluid density and the cross-sectional area of the fluid inside the pipe.

The underlying assumptions of small deformations and axisymmetrical plane-stress distribution in the pipewall are assumed to hold for the pipe, so that its motion is described by the following momentum equations (in the axial and radial directions),

$$\rho_t \frac{\partial \dot{u}}{\partial x} - \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} = 0; \quad \rho_t R e \frac{\partial \dot{w}}{\partial t} - R P + \sigma_\theta e = 0 \quad (2a,b)$$

together with the strain-displacement relationships: $\epsilon_x = \partial u / \partial x$ and $\epsilon_\theta = w / R$. In these equations, the nonvanishing stress components (σ_x and σ_θ) and the pipewall displacements (u and w) in the axial and circumferential directions, are function of x and t while ρ_t designates the pipe density.

To fully couple the fluid and pipe problems, one must impose the kinematic relationship between cross-sectional area variations and pipewall deformations. Also, it is necessary to specify an equation of state for the fluid. Neglecting pipewall ovalisation, the cross-section area is related to the pipewall deformation by $A = A_f(1 + \epsilon_\theta)^2$, whereas the equation of state for the liquid is, neglecting entropy variation; $\rho = \rho_f \exp(P/K)$. Here, K stands for the isentropic bulk modulus of the liquid (assumed to be constant) and the subscript f is used to designate the undisturbed state from which variations in A and ρ are measured.

If besides the small deformation assumption we only admit slightly compressible fluid flows, the expressions for A and ρ can be linearized and the term ρA approximated by:

$$\rho A = \rho_f A_f (1 + P/K + 2\epsilon_\theta) \quad (3)$$

Eqs. 1-3 are the basic equations for the problem. To these, one must add the constitute equations which will describe the behavior of the pipe material.

Abstract Constitutive Theory

The constitutive theory used in this work is derived from a general internal variable theory (Lemaitre and Chaboche, 1990). It encompasses a great number of constitutive relations for damageable inelastic solids found in the literature and allows the description of different mechanical responses (elastic, plastic, viscoplastic, viscoelastic...) presented by metallic and polymeric materials, at high and room temperatures. For short, the theory is developed by associating state variables to the different mechanisms involved in the deformation process.

For the isothermal evolution of an inelastic damageable solid under small deformations, it is supposed that its mechanical state is characterized by the set of state variables $(\epsilon, \epsilon^a, D, \beta)$. ϵ is the total strain tensor, ϵ^a is the inelastic strain tensor. The scalar variable $D \in [0, 1]$ is the isotropic damage which can be interpreted as a local measure of the degradation of the material induced by deformation. If $D = 0$, the material is virgin and if $D = 1$ the material locally loses its mechanical strength. In practice, for the sake of security, the local failure is considered when the variable D reaches a critical value D_{cr} such that $0 < D_{cr} < 1$. The variables β are associated with some irreversible changes of the internal state of the material (such as the strain hardening due to plasticity, for example). The choice of β will depend upon the degree of detail desired in the modelling and so they can vary from problem to problem. Particular sets of elasto-viscoplastic and viscoelastic constitutive equations taking into account these additional variables can be found in Rachid et al. (1992b). In this work, for the sake of simplicity, β will be considered a scalar variable. It then follows that a complete set of constitutive equations for damageable materials is given by:

$$\sigma = (1 - D) C (\epsilon - \epsilon^a); \quad \dot{\epsilon}^a = g; \quad \dot{D} = h; \quad \dot{\beta} = l \quad (4a,b,c,d)$$

where the superimposed dot stands for partial derivative with respect to time and g, h and l are generic functions of the arguments $(\sigma, \epsilon^a, D, \beta)$. Eqs. 4b,c,d are the evolution equations for the internal variables ϵ^a, D and β . In Eq. 4a, σ is the stress tensor and C is the classical symmetric fourth-order positive definite tensor of elasticity. If the elastic behavior is isotropic, then:

$$C = \frac{\nu E}{(1 - 2\nu)(1 + \nu)} 1_2 \otimes 1_2 + \frac{E}{(1 + \nu)} 1_4$$

where E and ν stand for the Young's modulus and Poisson's ratio whereas 1_2 and 1_4 represent, respectively, the rank two and rank four identity tensors.

Mathematical Models

In this section two (coupled and uncoupled) models will be derived by combining the basic and constitutive equations. Since the uncoupled model can be considered a particular case of the coupled model, we shall start by presenting the last one.

In the particular case of a thin-walled pipe under a plane-stress state, σ_x and σ_θ stand for the principal stresses. Associated to them there will exist only two independent components ϵ_x^a and ϵ_θ^a of the inelastic strain tensor ϵ^a . In addition, if the elastic behavior of the pipe material is assumed to be isotropic, then the constitutive equations can be reduced to:

$$\sigma_x = \frac{E(1 - D)}{(1 - \nu^2)} \{ \epsilon_x + \nu \epsilon_\theta - \epsilon_x^a - \nu \epsilon_\theta^a \} \quad (5a)$$

$$\sigma_\theta = \frac{E(1 - D)}{(1 - \nu^2)} \{ \epsilon_\theta + \nu \epsilon_x - \epsilon_\theta^a - \nu \epsilon_x^a \} \quad (5b)$$

$$\dot{\epsilon}_x^a = g_x; \quad \dot{\epsilon}_\theta^a = g_\theta; \quad \dot{D} = h; \quad \dot{\beta} = l \quad (6a,b,c,d)$$

where g_x, g_θ, h and l are functions of the arguments $(\sigma_x, \sigma_\theta, \epsilon_x^a, \epsilon_\theta^a, D, \beta)$.

Coupled Model

By combining Eqs. 1-3 along with 5 and 6 it is obtained a system of ten equations for the unknowns ($P, v, u, w, \sigma_x, \sigma_\theta, \epsilon_x^a, \epsilon_\theta^a, D, \beta$). For many practical situations, however, it has been shown (Walker and Phillips, 1977) that the radial pipewall inertia term in Eq. 2b might be neglected. In this case, it comes out that $\sigma_\theta = (RP/e)$ and the system of equations can be reduced to eight equations and eight unknowns since w can be eliminated from the system.

After performing some algebraic manipulations in (5) and changing the variables (P, v, σ_x) by (α, η, ϕ) according to,

$$\alpha = 1 + \left(\frac{1}{K} + \frac{2R}{eE(1-D)} \right) P - \frac{2v}{E(1-D)} \sigma_x + 2\epsilon_\theta^a \quad (7a)$$

$$\eta = \alpha v \quad (7b)$$

$$\phi = \frac{Rv}{eE(1-D)} P - \frac{1}{E(1-D)} \sigma_x \quad (7c)$$

the resulting system of equations can be written in the appropriate form of conservation law:

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (F(U)) - W(U) = 0 \quad (8)$$

In the above equation $U \in \mathbb{R}^8$, $U = (\alpha, \eta, \dot{u}, \phi, \epsilon_x^a, \epsilon_\theta^a, D, \beta)^T$, is the conserved quantity, $F(U) = F: \mathbb{R}^8 \rightarrow \mathbb{R}^8$ and $W(U) = W: \mathbb{R}^8 \rightarrow \mathbb{R}^8$ represent, respectively, the flux and source/sink terms which have the following form: $F = (F_1, \dots, F_8)^T$; $W = (0, 0, 0, g_x, g_\theta, g_D, h, l)^T$. Here, $F_1 = \eta$; $F_2 = \eta^2/\alpha + c_f^2(\alpha - 1 - 2\epsilon_\theta^a - 2v\phi)$; $F_3 = c_t^2\phi + c_\theta^2\xi v(2v\phi - (\alpha - 1 - 2\epsilon_\theta^a))$; $F_4 = \dot{u}$; $F_5 = F_6 = F_7 = F_8 = 0$ where $c_f = c_f(D)$, $c_t = c_t(D)$ and ξ are given by: $c_f^2 = K^*/\rho_f$; $c_t^2 = (E(1-D))/\rho_t$; $\xi = (R\rho_f)/(\rho_p)$ with $K^* = K/[1 + (2RK(1-v^2))/(eE(1-D))]$.

The W term congregates the evolution equations which are described by the generic functions g_x, g_θ, h , and l whose new arguments are $(\alpha, \phi, \epsilon_x^a, \epsilon_\theta^a, D, \beta)$. Here, for the sake of simplicity, we have abused of the notation by maintaining the same letters to designate these functions although their arguments have been changed due to 7. The pressure transient model characterized by 8 along with the associated particular forms of U, F and W is a coupled fluid-structure model since it accounts for not only the existence but also the interaction of axial pressure waves in fluid flow and axial stress waves in pipewall. By looking at the F components, one can see that the main coupling mechanism of these waves is due to the Poisson's ratio v . Setting artificially $v = 0$ in F , the equations that describe the fluid and pipe motions are decoupled. A simpler model which do not take into account stress waves in the pipewall will be considered next. As we shall see later, this simpler model will be useful in the subsequent analysis.

Uncoupled Model

The uncoupled pressure transient model presented ahead is a particular case of the previous model. Starting from the coupled model, the uncoupled one is obtained when the axial momentum equation for the pipewall is disregarded. In such a case, however, it becomes necessary to admit in advance a uniform axial distribution of either stress or strain.

The two most important cases arise when one assumes either $\sigma_x = 0$ (case a) or $\epsilon_x^a = 0$ (case b) throughout the pipe. These two cases represent typical pipe support situations in which either the pipe is anchored with expansion joints or it is anchored against axial movement throughout (Streeter and Wylie, 1978). Different from the coupled model, in both cases there will exist only one independent stress component ($\sigma_\theta = RP/e$). As a result, only one inelastic strain component ϵ_θ^a will exist. Although representing different physical situations, the cases can be described by a same set of equations and in

the same form of 8 if α , η and $c_f = c_f(D)$ are redefined as follows: $\alpha = 1 + P/K' + 2\epsilon_0^a$, $\eta = \alpha v$, $c_f^2 = K'/\rho_f$. Here, $K' = K/[1 + (2RK\gamma)/(eE(1-D))]$ where $\gamma = 1 - v^2$ if case (a) is considered or $\gamma = 1$ if case (b) is considered. Now, the quantity $U \in \mathbb{R}^5$, $U = (\alpha, \eta, \epsilon_0^a, D, \beta)^T$ and the particular forms of F and W are given by: $F = (\eta, \eta^2/\alpha + c_f^2(\alpha - 1 - 2\epsilon_0^a), 0, 0, 0)^T$; $W = (0, 0, g_0, h, l)^T$.

Eigenvalue Analysis - Wavespeeds

The coupled and uncoupled pressure transient models for damageable pipings presented in last section are described by a system of n nonlinear partial differential equations of the form 8. In both models, the system of equations is of the merely hyperbolic type since its eigenvalues are all real (although not distinct) and the associated eigenvectors span the n -dimensional space within the system is immersed. The eigenvalues related to 8 are defined by (Jeffrey, 1976):

$$\det(H - \lambda 1_n) = 0 \quad (9)$$

where $H = H(U) = \partial F/\partial U$ and 1_n are the $n \times n$ jacobian and identity matrices, respectively. Besides playing an important role in the classification of the system, the knowledge of the eigenvalues is particularly useful when one wishes to get physical information involved in the phenomenon being modelled, such as the wavespeeds.

Since $v = \eta/\alpha$, it results from 9 that for both models the eigenvalues satisfy the following expression:

$$\lambda^m P^{(n-m)}(\lambda; D, v) = 0 \Leftrightarrow \lambda^m = 0 \text{ or } P^{(n-m)}(\lambda; D, v) = 0 \quad (10)$$

where $P^{(n-m)}(\lambda; D, v)$ is a polynomial in λ of degree $(n-m)$, with $0 < m < n$, which depends on D (damage) and v (liquid velocity). In view of 10, one part of the set of eigenvalues is composed of $\lambda = 0$ values of multiplicity m and the other is constituted by the roots of $P^{(n-m)}(\lambda; D, v) = 0$. The eigenvalues given by $\lambda^m = 0$ are associated to the stationary wavespeeds whereas those given by $P^{(n-m)}(\lambda; D, v) = 0$ are related to the nonstationary wavespeeds.

The multiplicity m of the eigenvalues $\lambda = 0$ corresponds to the number of independent state variables used to describe the pipewall mechanical behavior. Without loss of generality, if β is assumed to be a unique variable of scalar nature, then $m = 4$ in the coupled model since $(\epsilon_0^a, \epsilon_0^b, D, \beta)$ have been used as independent state variables. On the other hand, we have $m = 3$ for the uncoupled model since now the set of independent state variables is (ϵ_0^a, D, β) only.

For the uncoupled model $n = 5$, $m = 3$ and the expression of $P^{(n-m)}(\lambda; D, v)$ is given by: $P^{(2)}(\lambda; D, v) = \lambda^2 - 2v\lambda + v^2 - c_f^2$. On the other hand, if the coupled model is considered $n = 8$, $m = 4$ and the resulting expression of $P^{(n-m)}(\lambda; D, v)$ is: $P^{(4)}(\lambda; D, v) = \lambda^4 - 2v\lambda^3 + (v^2 - Y^2)\lambda^2 + (Y^2 - c_f^2)(2v\lambda - v^2) + c_f^2 c_t^2$, where $c_t = c_t(D)$, $c_f = c_f(D)$ and $Y^2 = c_f^2 + c_t^2 + 2v^2 \epsilon_0^a c_f^2$.

Because the relevant physical information is related to the non-stationary wavespeeds, from now on we shall concentrate on the roots of $P^{(n-m)}(\lambda; D, v)$. Let us designate $\lambda_i^{(n-m)}(D, v)$, $i = 1, \dots, (n-m)$ as being the roots of $P^{(n-m)}(\lambda; D, v) = 0$. So, $\lambda_i^{(n-m)}(D, v)$ are the nonstationary relative speeds with which the waves propagate in the media. For example, in the uncoupled model $\lambda_i^{(2)}$ ($i = 1, 2$) $= v \pm c_f$ correspond, respectively, to the wavespeeds pressure pulses propagate backward and forward in relation to the liquid flow. Besides of liquid pressure waves, in the coupled model there also exist axial stress waves propagating backward and forward in the pipewalls. However, in this model, there are no simple analytical expressions for $\lambda_i^{(4)}(D, v)$, $i = 1, \dots, 4$.

Damage Influence on Wavespeed

From the $P^{(n-m)}(\lambda; D, v)$ expressions, it can be seen that the $\lambda_i^{(n-m)}(D, v)$ dependence on D is due to $c_f(D)$, and additionally to $c_t(D)$ when the coupled model is considered. The parameters c_f and c_t are the classical wavespeeds with which disturbances propagate in the liquid and tube mediums as if no axial fluid-structure interaction took place.

The new feature of the pressure transient models which account for damageable behavior of the pipewalls is that now the local wavespeeds are no longer constant since they depend on the damage variable. Moreover, due to the damage irreversible character, it can be seen that $c_f(D)$ and $c_t(D)$ are nonincreasing functions of the damage such that as $D \rightarrow 0$, $c_f \rightarrow 0$ and $c_t \rightarrow 0$. In other words, it means that at the onset of piping rupture disturbances are no longer propagated in either the liquid or the pipe. As we shall see later, this fact has a straightforward implication on the modelling of the problem when one wishes to consider the additional and simplifying so-called low Mach number assumption.

Before discussing this central question, it is worthwhile to recall that for pressure transient models without damage c_f and c_t are constants and, moreover, are equal to $c_f(D=0)$ and $c_t(D=0)$, respectively. Starting from 8, it can be easily verified if one takes $D = h = 0$ together with the initial condition $D = 0$. In doing so, $P^{(n-m)}(\lambda; D, v)$ would be given by $P^{(n-m)}(\lambda; D=0, v)$.

Low Mach Number Assumption

So far we have examined the dependence of $\lambda_i^{(n-m)}(D, v)$ with respect to D . Now, we shall concentrate on its dependence with relation to v . The dependence of $\lambda_i^{(n-m)}(D, v)$ with respect to v is due to the presence of the convective terms which appear in the continuity and fluid momentum equations. Depending on the situation, convective terms may or may not play a dominant role on the fluid flow equations. In situations where it is reasonable to neglect them, a considerable simplification in the expression of the eigenvalues (and hence in the method of solution) is achieved. It can be shown that if convective terms were neglected, the eigenvalues would be given by $\lambda_{oi}^{(n-m)}(D) = \lambda_i^{(n-m)}(D, v=0)$; that is, they no longer depend on v .

For instance, if convective terms were neglected in the uncoupled model, the eigenvalues would simply be $\lambda_{oi}^{(2)} = \pm c_f$. To see how simple the eigenvalue expressions may become, let us consider the coupled model for which there were no simple analytical expressions for $\lambda_i^{(n-m)}(D, v)$. By neglecting the convective terms, the eigenvalues are given by: $\lambda_{oi}^{(4)} = \pm a_f$ and $\lambda_{oi}^{(4)} = \pm a_t$, where $a_f^2 = \{1/2(Y^2 - (Y^4 - 4c_f^2 c_t^2)^{1/2})\}$ and $a_t^2 = \{1/2(Y^2 + (Y^4 - 4c_f^2 c_t^2)^{1/2})\}$. Due to the axial fluid-structure interaction between liquid and pipe motions, pressure waves propagate in the liquid with wavespeed a_f (instead of c_f) and axial stress waves propagate in the pipewalls with wavespeed a_t , (instead of c_t).

To understand the situation under which convective terms may be neglected we shall appeal to the uncoupled model. By comparing $\lambda_{oi}^{(2)} = \pm c_f$ and $\lambda_{oi}^{(2)}(D) = \pm c_f$, it becomes apparent that convective terms may be neglected if and only if $|v| \ll c_f$. In other words, by recalling the definition of the Mach number M ($M = |v|/c_f$ or more generically $M = |2v/(\lambda_1^{(n-m)} - \lambda_2^{(n-m)})|$), one can see that convective terms may be neglected whenever the fluid flow has low Mach numbers.

Because the fluid wavespeeds are constants and much greater than the fluid velocity in pressure transient models without damage, the LMN assumption is in fact a good simplifying hypothesis. However, in models with damage, question arises as to its suitability since $c_f \rightarrow 0$ when $D \rightarrow 1$. In other words, can convective terms be neglected while considering models which account for the damageable behavior of the pipe material? Before answering precisely this question, it is interesting to note that according to the theoretical model, an initial subsonic fluid flow may become supersonic due to the damage evolution itself. As it will be seen later, it seems that this phenomenon is not likely to take place in practice.

Numerical Results

The qualitative analysis presented in the previous section suggests that the LMN assumption fails whether models with damage are to be considered. However, to properly verify its suitability it is essential to consider practical information concerning the real piping systems used for liquid transmission. To begin with, we shall carry out the forthcoming analysis based on some of the most used pipe materials (mild steel, cast iron, copper and polyethylene). The physical properties used for these materials are presented in Table 1.

Table 1 Physical properties of pipe materials

Material	Properties		
	E (Gpa)	ν	ρ_t (kg/m ³)
Steel	210	0.27	7800
Copper	115	0.34	8800
Cast Iron	80	0.25	2700
Polyethylene	0.9	0.46	1000

Since eigenvalues and hence wavespeeds depend on D through $c_t(D)$ and $c_l(D)$, it is interesting to first know how the damage affects these parameters.

The damage influence on $c_t(D)$ can be illustrated for any pipe material by a single curve if we plot $c_t(D)/c_t(D=0)$, instead of $c_t(D)$, against D . Such a plot is displayed in Fig. 1 where it can be seen that significant reduction of $c_t(D)$, in comparison to this same parameter in a virgin material, is observed for high values of damage only.

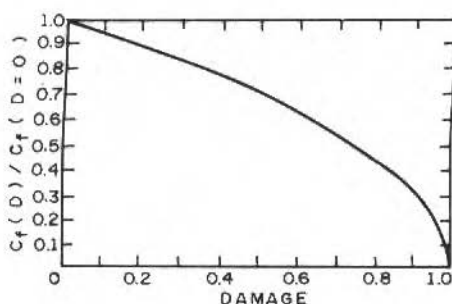


Fig. 1 Damage influence on $c_t(D)$

To illustrate the influence of D on $c_t(D)$, we shall suppose pipes are filled with water ($K = 2.2$ GPa and $\rho_f = 1000$ kg/m³). In contrast to previous plot, even restricting the analysis to water-filled pipes there is not a single representation of $c_t(D)/c_t(D=0)$ versus D . In addition to being dependent on the pipe material, this relation is also dependent on the radius-to-thickness ratio R/e . Fig. 2 presents the behavior of $c_t(D)/c_t(D=0)$ against D for steel (Fig. 2a) and polyethylene (Fig. 2b) tubes, by considering different R/e ratios ($R/e = 10, 20, 40, 160$). Similar behavior of that observed in Fig. 2a is found for materials with high Young modulus such as cast iron and copper. The same is true whether the connection is now made between Fig. 2b and materials with low Young modulus. In cases where the behavior of $c_t(D)$ is described by Fig. 2a, the thinner is the tube, the greater is the reduction in c_t for a same damage value. On the other hand, it can be seen in Fig. 2b that the $c_t(D)$ behavior is not sensitive to R/e variations for materials which fall within the polyethylene class.

To verify the validity of the LMN assumption for models with damage by means of a quantitative rather than a qualitative analysis, it is still necessary to know the range of values v may assume in practice. In general, piping systems conveying liquids are designed to operate with $3 < v < 6$ m/s. Under severe transient conditions, however, v may assume values up to three times this upper bound, but rarely exceeds 20 m/s. Since we are interested in the most critical situation, we shall consider $v = 20$ m/s in the subsequent analysis and also assume a radius-to-thickness ratio $R/e = 40$. Based on practical values assumed so far, it is shown in Fig. 3 the Mach number as a function of the damage for several pipe materials. Quite different behaviors of M can be identified for the two distinct classes of pipe materials. For steel, copper and cast iron M remains below 0.1 for almost the entire range of D . It allows one to conclude that the LMN approximation is still a good assumption for models with damage, at least for this class of materials.

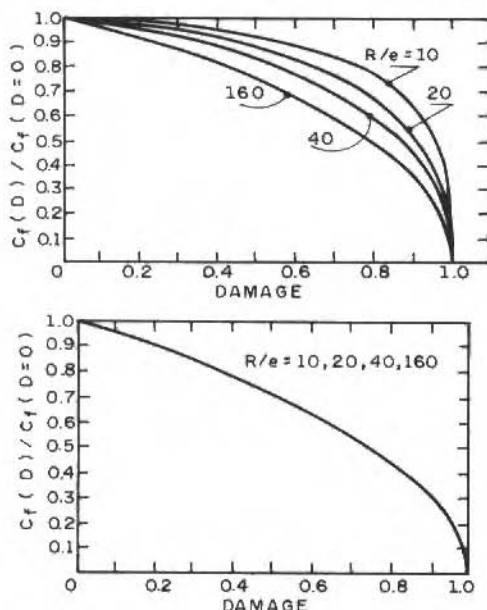


Fig. 2 Damage influence on $C_f(D)$ for steel (2a) and polyethylene (2b) tubes

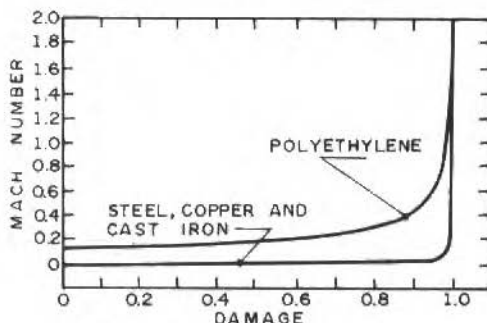


Fig. 3 Mach number versus damage

For polyethylene tube like materials, M does not exceed 0.2 for damage values up to 0.5, but it increases significantly for damage values greater than 0.5. So, for this class of materials, the use of the LMN assumption as a good one is conditioned to the critical damage value of each pipe material. For instance, if D_{cr} , were such that $D_{cr} < 0.5$, the LMN approximation could be considered valid. Otherwise, it could not be.

It is also interesting to note in Fig. 3 that, for both classes of materials, the aforementioned possibility of transition from subsonic to supersonic flow due to damage evolution does not happen in fact. Since $M = 1$ for extremely high values of damage ($D \approx 1$), it is likely that piping rupture occurs before fluid flow becomes supersonic.

Finally, to better quantify the foregoing analysis, it is computed the relative error (as a function of damage) that would be committed whether eigenvalues were evaluated with and without the LMN assumption. Defining the relative error $E_i^{(4)}$ between eigenvalues as $E_i^{(4)} = [(\lambda_i^{(4)} - \lambda_{oi}^{(4)}) / \lambda_{oi}^{(4)}]$ for $i = 1, \dots, 4$, and noting that $E_1^{(4)} = E_2^{(4)} = E_f^{(4)}$ and $E_3^{(4)} = E_4^{(4)} = E_t^{(4)}$, it is possible to speak about relative errors associated to fluid ($E_f^{(4)}$) and tube ($E_t^{(4)}$) eigenvalues.

The behavior of the relative errors related to fluid and tube eigenvalues with respect to damage are shown in Figs. 4 and 5, for steel and polyethylene tubes. As expected, $E_t^{(4)}$ is independent of damage and is no greater than 0.1% for both pipe materials. On the other hand, $E_f^{(4)}$ is inferior to 1% within the range $0 < D < 0.9$ for steel tubes, but it may reach values up to 40% within this same range for polyethylene tubes. So, the results obtained based on the relative error between eigenvalues confirm that the LMN assumption remains valid for models with damage if metallic tubes are considered. The same may not be true for plastic tubes made of polyethylene.

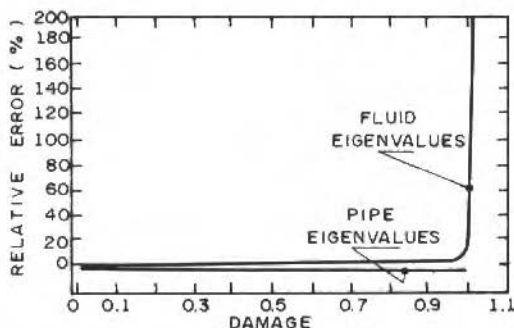


Fig. 4 Relative error of eigenvalues versus damage (steel tube)

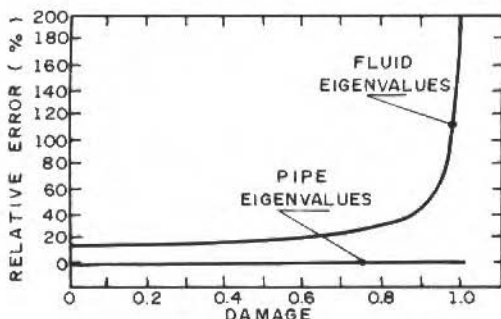


Fig. 5 Relative error of eigenvalues versus damage (polyethylene tube)

Concluding Remarks

The validity of the LMN assumption for pressure transients models which account for the damageable behavior of the pipewalls has been investigated by means of an eigenvalue analysis. The results obtained indicate that this simplifying hypothesis is valid for metallic tubes for all range of values the damage may assume. For plastic tubes, however, its domain of validity is conditioned to the critical damage value of each specific pipe material. Since no assumption has been made with regard to the particular forms of the constitutive equations, the results obtained herein are valid whatever is the mechanical behavior presented by the pipewall material.

References

- Jeffrey, A., 1976, "Quasilinear Hyperbolic Systems and Waves", Pitman Publishing, London.
- Lemaitre, J. and Chaboche, J. L., 1990, "Mechanics of Solid Materials", Cambridge University Press.
- Rachid, F. B. F., Costa Mattos, H. S. and Stuckenbruck, S., 1991, "Fluid-Structure Interaction in Elasto-Viscoplastic Piping Systems", Proc. of the 1st ASME/JSME Joint Fluids Eng. Conf., pp. 65-73, Portland, U.S.A..
- Rachid, F. B. F., Costa Mattos, H. and Saldanha da Gama, R. M., 1992a, "Modelling of Damage Induced by Pressure Transients in Liquid-Filled Pipes at High Temperatures," Proc. 7th Brazilian Symp. on Piping and Pressure Vessels, pp. 181-195, Florianópolis.
- Rachid, F. B. F., Costa Mattos, H. and Stuckenbruck, S., 1992b, "Water Hammer in Inelastic Pipes: An Approach via an Internal Variable Constitutive Theory", Proc. of Int. Conf. on Unsteady Flow and Fluid Transients, pp. 63-69, Durham, U.K.
- Walker, J. S. and Phillips, J. N., 1977, "Pulse Propagation in Fluid-Filled Tubes", ASME J. of Applied Mechanics, pp. 31-35.
- Wiggert, D. C., 1986, "Coupled Transient Flow and Structural Motion in Liquid-Filled Piping Systems: A Survey", ASME Pressure Vessels and Piping Conf., 86-PVP-4, Chicago, U.S.A.
- Wylie, E. B. and Streeter, V. L., 1978, "Fluid Transients", McGraw-Hill, New York.

Controle da Vibração de Rotores Flexíveis Usando Forças Magnéticas Externas

Vibration Control of Flexible Rotors by External Magnetic Forces

Francisco Paulo Lépore Neto
Cleudmar Amaral de Araujo

Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Uberlândia
Campus Santa Mônica

Abstract

A method to control the vibration level of a rotating machine, using nonlinear magnetic forces, acting radially on the rotor, is studied. The mathematical model for the magnetic pull is obtained using magnetic circuit theory equations assuming small gaps. The rotor dynamic model is generated by the Transfer Matrix Method. The complex eigenvalues of the homogeneous gyroscopic system are calculated using the polynomial method. The steady-state response in the time domain is obtained by numerical integration, using a fourth-order Runge-Kutta technique. By selecting the magnetic force amplitude, frequency and the point of application on an unbalanced rotor, the vibration level is reduced up to 85%. A significant reduction is obtained even when the control force frequency is greater than the rotor's angular speed. For these cases it is possible to operate the system without an active control network.

Keywords: Vibration Control, Flexible Rotors, Magnetic Forces

Resumo

Este trabalho apresenta um método para reduzir os níveis de vibração do rotor flexível de uma máquina rotativa pela aplicação de forças radiais magnéticas, não lineares, diretamente sobre o rotor. O rotor flexível é modelado pelo método das matrizes de transferência e os autovalores do sistema giroscópico são calculados por um método polinomial. A resposta do sistema, obtida no domínio do tempo por integração numérica, apresenta reduções de até 85% no nível RMS de vibração, mesmo quando a frequência da força de controle é diferente da excitação do rotor, indicando ser possível operar o sistema sem um controle ativo.

Palavras-chave: Rotor Flexível, Vibrações, Forças Magnéticas

Introdução

Durante a operação de máquinas rotativas são frequentes as passagens por velocidades críticas, tanto na aceleração como na desaceleração do rotor, ocasionando níveis de vibração que comprometem seu funcionamento seguro. Além disso, frequentes desbalanceamentos podem ocorrer devido a desgastes e erros de projeto. Nos últimos anos, os rotores são cada vez mais utilizados em altas rotações, sendo necessário introduzir novas técnicas para o controle satisfatório das vibrações.

As forças de controle, quando aplicadas diretamente ao rotor, produzem efeitos mais significativos sobre a redução da vibração, quando comparadas com forças aplicadas aos mancais (Lepore, Steffen, 1984). Estas forças não devem apresentar componente de caráter dissipativo, justificando a aplicação de forças magnéticas.

Bradfield (1987) realizou experimentos em um rotor supercrítico apoiado em mancais de rolamento, com um atuador magnético localizado na posição intermediária do eixo, verificando que, sob certas condições, o sistema instabilizou-se sempre que o atuador eletromagnético era usado para aplicar forças puramente de amortecimento.

Kojima (1984) utilizou um acoplamento magnético, constituído de ímãs permanentes de terras raras em um rotor, e analisou suas vibrações torsionais não lineares. Em seu trabalho, as forças magnéticas são representadas por funções harmônicas, sendo geradas por atuadores magnéticos circulares.

O objetivo deste trabalho é a análise do comportamento dinâmico de rotores flexíveis sob a ação de forças magnéticas agindo radialmente no rotor. Verifica-se a eficiência destas forças magnéticas com a finalidade de se desenvolver uma metodologia de controle de vibrações em rotores, sem o uso de uma malha fechada de controle. Foi desenvolvido um modelo computacional para análise dinâmica de rotores utilizando o método das matrizes de transferência para modelagem dos rotores. São estudados vários casos para a força magnética atuando nos discos, com a intenção de minimizar as vibrações geradas por um desbalanceamento introduzido nos discos. A redução do nível de vibração é obtida selecionando a amplitude, a frequência e a posição de aplicação da força magnética.

Modelo Dinâmico

A excitação magnética pode ser gerada a partir de um ímã permanente, impondo a ele um movimento harmônico de amplitude e frequência variáveis. O modelo analítico da força magnética, mostrado na Eq. 1, representa o movimento senoidal de um ímã permanente, com amplitude A_x e frequência W_x , separado do rotor por um entreferro inicial g_{ox} . A variável x indica o movimento do rotor no ponto de aplicação do atuador magnético. O parâmetro C_m agrupa as propriedades geométricas e magnéticas do circuito, podendo ser obtido experimentalmente (Lepore, Steffen, 1984).

$$FM = \frac{C_m}{(g_{ox} + A_x \sin(W_x t) + x)^2} \quad (1)$$

Este modelo simples apresenta forte não linearidade, exigindo a aplicação de métodos numéricos de integração, para o estudo da resposta do sistema.

Freman (1984), Hammond e Tsioukakis (1983), utilizaram o método dos elementos finitos para o cálculo dos campos magnéticos em circuitos de geometria complexa, com a presença de correntes parasitas e operação em regime de saturação.

O modelo físico de um rotor genérico, representado na Fig. 1, é constituído por discos rígidos, ligados por segmentos de eixo, com mancais flexíveis. Seu modelo dinâmico é obtido pelo método das matrizes de transferência, após a discretização em estações, constituídas por um elemento de massa mais um elemento de eixo à sua direita.

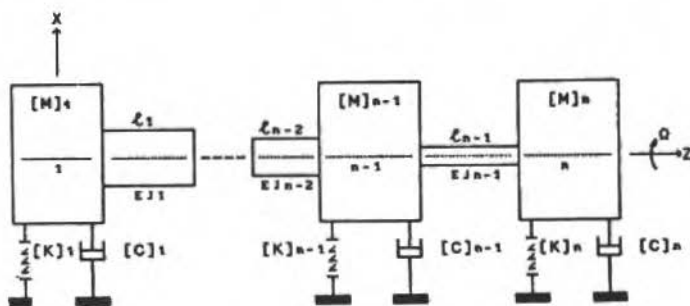


Fig. 1 Modelo Físico do Rotor.

Usando o diagrama de forças da Fig. 2, as equações de transferência são escritas na forma matricial da Eq. 2, onde $Q = \{X \ Y \ \theta \ V_x \ V_y \ M_x \ M_y\}^T$ inclui dois deslocamentos lineares, dois deslocamentos angulares, dois esforços cortantes e dois momentos fletores.

$$Q_{n-1} = [E] Q_n$$

$$\mathbf{Q}'_n = [\mathbf{M}] \mathbf{Q}_n$$

$$\mathbf{Q}_{n-1} = [\mathbf{E}] [\mathbf{M}] \mathbf{Q}_n \quad (2)$$

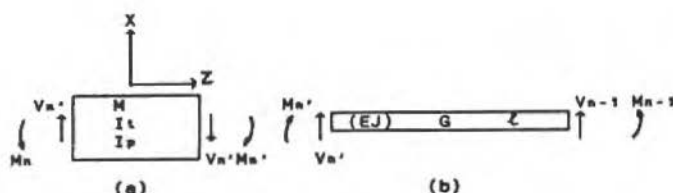


Fig. 2 Representação de uma estação genérica do rotor: (a) elemento de massa (disco ou mancal), (b) elemento de eixo.

As estações do tipo disco e mancal incluem efeitos de massa e inércia, efeitos giroscópicos, e propriedades concentradas de rigidez e de amortecimento, que podem ser tratadas em conjunto, resultando na matriz $[\mathbf{M}]$, cujos elementos são dados pela Eq. 3.

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{ii} = 1 \\ M_{51} = -s^2 M_m - C_{xx}s - K_{xx} \\ M_{52} = -C_{xy}s - K_{xy} \\ M_{53} = -C_{x\theta}s - K_{x\theta} \\ M_{54} = -C_{x\phi}s - K_{x\phi} \\ M_{61} = -C_{yx}s - K_{yx} \\ M_{62} = -s^2 M_m - C_{yy}s - K_{yy} \\ M_{63} = -C_{y\theta}s - K_{y\theta} \\ M_{64} = -C_{y\phi}s - K_{y\phi} \\ M_{71} = C_{\theta x}s + K_{\theta x} \\ M_{72} = C_{\theta y}s + K_{\theta y} \\ M_{73} = s^2 I_{tm} + C_{\theta\theta}s + K_{\theta\theta} \\ M_{74} = s I_{pm} \Omega + C_{\theta\phi}s + K_{\theta\phi} \\ M_{81} = C_{\phi x}s + K_{\phi x} \\ M_{82} = C_{\phi y}s + K_{\phi y} \\ M_{83} = -s I_{pm} \Omega + C_{\phi\theta}s + K_{\phi\theta} \\ M_{84} = s^2 I_{tm} + C_{\phi\phi}s + K_{\phi\phi} \\ M_{ij} = 0 \text{ : para os demais } ij \end{array} \right. \quad (3)$$

Cada estação tipo eixo é modelada como uma viga de Tymoshenko, caracterizada pelos módulos de elasticidade do material E e G , pela área e inércia da secção transversal A e I , pelo fator de cisalhamento λ e pelo comprimento L , resultando na matriz de transferência $[E]$, de acordo com a Eq. 4,

$$\begin{aligned} E_{ii} &= 1 \\ E_{13} &= E_{24} = E_{75} = E_{86} = L \\ E_{15} &= E_{26} = L^3/6(EI) - \lambda I/(GA) \\ E_{17} &= E_{28} = E_{35} = E_{46} = L^2/2(EI) \\ E_{37} &= E_{48} = L/(EI) \\ E_{ij} &= 0 \quad \text{para os demais } i, j \end{aligned} \quad (4)$$

A matriz de transferência global do rotor, $[U]$ de ordem 8×8 , é dada na Eq. 5 sendo gerada pela multiplicação de todas as matrizes individuais $[M]$ e $[E]$ que descrevem cada estação.

$$Q_n = [U] Q_1 \quad (5)$$

Aplicando condições de contorno livre-livre para o rotor a Eq. 5 se reduz a:

$$[SU] \{XY\theta\phi\}^T = 0 \quad (6)$$

onde $[SU]$ é uma submatriz de ordem 4×4 , extraída da parte inferior esquerda da matriz $[U]$. Os autovalores complexos do sistema homogêneo giroscópico, representado pela Eq. 6, são calculados por um método polinomial (Araujo, 1993). Neste método o grau do polinômio característico é reduzido, levando à diminuição dos erros numéricos e do tempo computacional, apresentando diferenças significativas apenas para as frequências dos modos mais altos. Os autovetores são calculados por procedimentos clássicos.

O sistema não homogêneo é representado pela Eq. 7, onde F_e são forças externas genéricas, F_c é a força magnética, e Z é o vetor das coordenadas generalizadas X, Y, θ, ϕ .

$$[M] \{Z\} + [D] \{Z\} + [K] \{Z\} = \{F_e\} + \{F_c\} \quad (7)$$

Usando a transformação linear $Z = [\Phi]q$, onde $[\Phi]$ é a matriz modal do sistema não giroscópico associado, a Eq. 7 resulta:

$$\{q\} + [\lambda_m] \{q\} = [C_m] \{q\} + [\Phi]^T \{F_e\} + [\Phi]^T \{F_c\} \quad (8)$$

O último termo do lado direito da Eq. 8 é altamente não linear, desde que as forças magnéticas são função dos deslocamentos do rotor no ponto de aplicação do atuador. A solução em regime permanente no domínio do tempo é obtida por integração numérica, usando a técnica de Runge-Kutta de quarta ordem.

A formulação apresentada foi implementada na rotina computacional MTROTOR, escrita em Fortran, que pode ser executada em micro-computadores AT-386.

Resultados de Simulação

O rotor vertical da Fig. 3, usado para as simulações computacionais, tem três discos rígidos com massas expressas em Kg ($M_1=0,818$, $M_2=1,6$, e $M_3=0,981$) e momentos de inércia polar expressos em $\text{Kg}\cdot\text{m}^2$ ($J_1=0,0008$, $J_2=0,0045$ e $J_3=0,0018$), montados num eixo de aço, suportado nas extremidades por mancais de rolamentos com suspensão flexível, cujas propriedades físicas são representadas na Tabela 1.

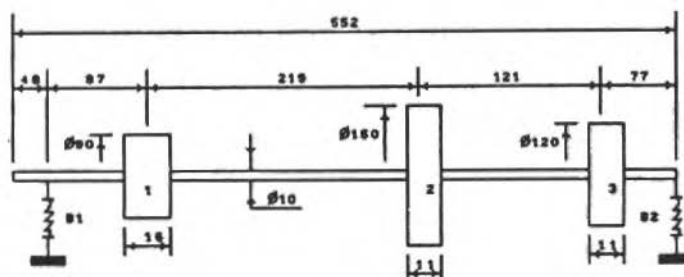


Fig. 3 Modelo do Rotor Flexível

O modelo de matrizes de transferência do rotor foi discretizado com 23 estações, sendo 3 estações para os discos, 2 estações para os mancais e 18 estações para os elementos de eixo. Usando o programa MTROTOR foram calculadas as dez primeiras frequências naturais para o sistema não giroscópico e para $\Omega = 2100$ rpm.

Tabela 1 Propriedades de Rigidez (K) e de Amortecimento (C) dos mancais.

Propriedade	Mancal B1	Mancal B2
$K_{xx}=K_{yy}$ (N/m)	18755	24774
$K_{xy}=K_{yx}$ (N/m)	9000	9000
$C_{xx}=C_{yy}$ (Ns/m)	200	200
$C_{xy}=C_{yx}$ (Ns/m)	100	100

As frequências naturais do sistema, em Hz, são comparadas, na Tabela 2, com as obtidas com um programa comercial MONOROTOR, que utiliza o método de elementos finitos, resultando numa diferença média de 4%, com um tempo computacional equivalente.

Tabela 2 Comparação das frequências naturais.

Modo	$\Omega = 0$ rpm			$\Omega = 2100$ rpm		
	MTROTOR [HZ]	MONOR. [HZ]	DIF. (%)	MTROTOR [HZ]	MONOR. [HZ]	DIF. (%)
1	13,1	12,9	1,56	13,0	12,8	1,56
2	13,1	12,9	1,56	13,1	12,9	1,56
3	20,2	20,3	0,49	19,8	18,6	6,50
4	20,2	20,3	0,49	20,5	20,9	1,90
5	42,6	41,8	1,91	41,4	39,5	4,80
6	42,6	41,8	1,91	43,8	44,2	0,90

Tabela 2 Comparação das frequências naturais.

Modo	$\Omega = 0$ rpm			$\Omega = 2100$ rpm		
	MTROTOR [HZ]	MONOR. [HZ]	DIF. (%)	MTROTOR [HZ]	MONOR. [HZ]	DIF. (%)
7	121,3	117,7	3,10	117,4	109,5	7,20
8	121,3	117,7	3,10	125,0	124,8	0,20
9	210,6	201,8	4,36	205,7	192,8	6,70
10	210,6	201,8	4,36	215,7	211,6	1,90

A influência da posição da força magnética sobre os níveis de vibração do sistema é analisada para uma rotação $\Omega = 150$ rd/s, excitação gerada por um desbalanceamento de 40 g.mm que também pode ser aplicado a cada um dos discos do rotor. Foram utilizados dois atuadores de ímã permanente posicionados radialmente e separados por 90 graus, com $C_m = 1,05 \cdot 10^{-5}$ Nm/A, entreferros iniciais $g_x = g_y = 7$ mm, e amplitudes de deslocamento $A_x = A_y = 1$ mm e frequências $W_x = W_y = 210$ rd/s.

A Tabela 3 apresenta as reduções nos níveis RMS de vibração nos três discos do rotor, obtidas com a aplicação das forças magnéticas em diferentes posições, sendo EXC a posição da força de desbalanceamento e MAG a posição dos atuadores magnéticos.

A análise dos valores RMS das respostas demonstram que é possível reduzir os níveis de vibração em todos os discos, para todas as posições de aplicação da força magnética. As maiores atenuações ocorrem quando Fd e Fm atuam no mesmo disco.

A Fig. 4 mostra a resposta na direção X, para a situação da primeira linha na Tabela 3, com as forças magnéticas aplicadas a partir do instante $t=2$ segundos. O cálculo das respostas no domínio do tempo foi obtido por integração numérica usando o método de Runge-Kutta de quarta ordem. A experiência adquirida nas simulações indica que o uso de um passo fixo de integração é mais conveniente que o esquema de ajuste automático do passo, para problemas com excitações não lineares.

Tabela 3 Redução dos níveis de vibração RMS nos discos 1, 2 e 3, nas direções X e Y.

Disco		RMS _x (%)			RMS _y (%)		
MAG	EXC	1	2	3	1	2	3
1	1	-84,5	-85,1	-84,6	-68,4	-68,5	-68,2
1	2	-74,3	-80,0	-79,0	-73,0	-79,3	-77,8
1	3	-59,7	-66,8	-68,3	-59,5	-67,3	-68,1
2	1	-17,4	-13,0	-24,1	-07,3	-11,1	-15,1
2	2	-68,0	-77,0	-75,1	-64,5	-70,2	-67,4
2	3	-53,4	-65,9	-66,2	-49,5	-65,6	-64,5
3	1	-15,2	-11,2	-23,1	-07,2	-09,4	-15,0
3	2	-11,6	-13,2	-23,6	-05,1	-11,2	-16,6
3	3	-26,0	-28,4	-28,0	-21,0	-24,1	-23,0

* -indica redução no valor RMS

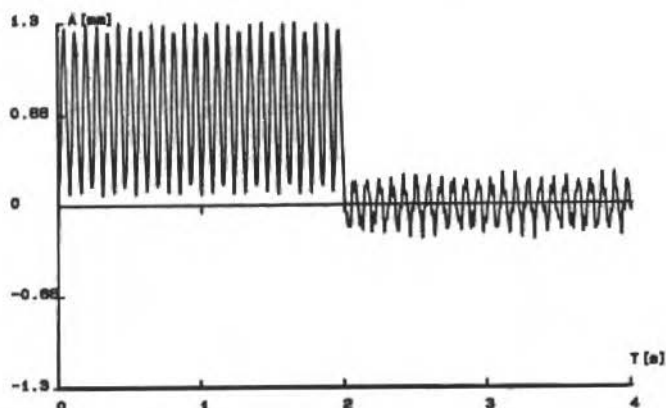


Fig. 4 Efeito da aplicação da força magnética no movimento $X_1(t)$ do disco 1.

A análise dos valores RMS da resposta, apresentados na Tabela 3, demonstram que é possível reduzir os níveis de vibração do rotor em todos os discos e posições de aplicação da força de controle. Verifica-se que as melhores posições de controle são sempre as das estações onde estão os desbalanceamentos.

Para verificar a influência da frequência do movimento harmônico imposto aos atuadores foi escolhido o caso da quinta linha da Tabela 3. A Tabela 4 apresenta as reduções nos níveis RMS das vibrações do rotor para frequências da força magnética entre 90 e 350 rd/s.

Tabela 4 Influência da frequência da força magnética [(-) indica atenuação].

		$g_x = 7.00 \text{ mm}$ $A_x = 1.00 \text{ mm}$			$g_y = 7.00 \text{ mm}$ $A_y = 1.00 \text{ mm}$		
Freq. (rd/s)		RMS _x * (%)			RMS _y * (%)		
W_x	W_y	6	13	18	6	13	18
90	90	14,8	-8,93	-17,2	-18,0	-36,4	-40,2
110	110	03,5	-48,5	-17,5	-32,0	-67,1	-43,7
130	130	-43,5	-64,4	-70,3	-46,0	-57,9	-59,5
150	150	-55,6	-61,3	-61,3	-68,0	-70,7	-68,2
170	170	-60,6	-72,1	-69,0	-59,0	-67,9	-64,4
190	190	-58,5	-65,7	-66,5	-68,0	-72,7	-69,6
210	210	-68,0	-77,0	-75,1	-64,0	-70,2	-67,5
230	230	-63,4	-72,3	-71,4	-63,0	-70,3	-67,1
250	250	-61,5	-68,8	-69,4	-68,0	-72,7	-69,7
270	270	-67,1	-76,4	-74,8	-63,0	-69,7	-66,7
290	290	-62,1	-70,5	-70,4	-65,0	-71,5	-68,3
310	310	-63,9	-71,6	-71,6	-66,0	-72,1	-69,1
330	330	-65,9	-75,1	-73,8	-63,0	-69,9	-66,9
350	350	-61,9	-69,9	-70,1	-66,0	-72,1	-68,9

Para frequências da força magnética superiores a 150 rd/s, obteve-se em média 68% de redução no valor RMS da resposta nas estações dos discos. Os melhores resultados foram obtidos para as frequências de excitação de 210, 270 e 330 rd/s na direção X e de 190, 250 e 310 rd/s na direção Y.

A frequência do movimento harmônico imposto ao atuador passa a ter influência significativa sobre a atenuação da vibração, para valores iguais ou superiores à frequência de rotação do rotor. Na Tabela 4, com a frequência da força de desbalanceamento $\Omega = 150$ rd/s, observa-se reduções de 3 a 43% para $W < \Omega$ e de 55 a 77% para $W \geq \Omega$, tanto na direção X como na Y. Nesta segunda faixa, as frequências da força magnética que geram maiores atenuações, segundo X, são 210, 270 e 330 rd/s. Verifica-se que as diferenças das máximas atenuações em relação às das demais frequências é pequena, não ultrapassando a 15 %. Comportamento semelhante existe para as respostas na direção Y, com máximas reduções ocorrendo em frequências diferentes.

Constata-se que, fixadas a relação g/A e a posição relativa entre F_m e F_d , existem frequências da força magnética que tornam mais efetiva a redução do nível de vibração no rotor. Neste caso o espaçamento entre as frequências ótimas foi de 60 rd/s. Aparentemente não existem relações de multiplicidade direta com a frequência da excitação por desbalanceamento. A quantidade de dados levantados e a complexidade do modelo não permitem apresentar uma conclusão definitiva sobre o fenômeno físico que ocorre nestas frequências ótimas.

Os níveis de redução obtidos e o comportamento quase invariante da resposta em função da frequência da força magnética para W maior que Ω , leva à importante conclusão que esta metodologia é adequada para atenuar as vibrações do rotor, sem que seja necessário utilizar um sistema com controle ativo.

Referências

- Araujo, C.A., 1993, "Controle da Vibração de Rotores Flexíveis usando Forças Magnéticas Externas", Dissertação de Mestrado Engenharia Mecânica, UFU, 150 pp, Uberlândia.
- Bradfield, C.D., Roberts, J.B., Kcarawirdiran, R., 1987, "Performance of an Electromagnetic Bearing for the Vibration Control of a Supercritical Shaft", Proc. Inst. Mech. Engrs., 201, p. 210-212.
- Freeman, E.M. et al., 1984, "Finite-Element Analysis of the Xi-Core Levitator", IEEE Proceedings, Vol. 131, Pt A, No. 1.
- Hammond, P., Tsiboukis, T.D., 1983, "Dual Finite-Element Calculations for Static Electric and Magnetic Fields", IEEE Proc., Vol. 130, Pt. A, No. 3.
- Kojima, H., Nagaya, K., 1984, "Nonlinear Torsional Vibrations of a Rotating Shaft System with a Magnet Coupling", Bulletin of JSME, 27 (228).
- Lépoire, N.F.P. e Steffen, V.Jr., 1984, "A Control Force to Reduce Magnetically Excited Rotor Vibrations", Mécanique Matériaux Électricité, (404), p. 90-93.

Simulação Numérica, Construção e Teste de um Medidor de Vazão Mássica por Efeito Térmico

Numerical Simulation, Construction and Tests of a Thermal Mass Flowmeter

C. M. P. Cunha

P. S. C. Favaret

L. F. A. Azevedo

ITUC/PUC-Rio - Departamento de Engenharia Mecânica
22453-900 - Rio de Janeiro - RJ

Abstract

The present paper is concerned with the design and construction of a thermal mass flow meter. This meter is based on the measurement of the fluid temperature elevation caused by external heating. A detailed numerical simulation of the transient, conjugate heat transfer in the meter body and the fluid was developed. The results of this simulation revealed the main parameters which control the meter performance, and guided the construction of a prototype meter. The meter tested presented excellent performance.

Keywords: Flowmeter, Simulation, Tests

Resumo

O presente trabalho descreve o desenvolvimento de um medidor de vazão mássica por efeito térmico. O medidor é baseado na medição da elevação de temperatura provocada no fluido devido ao fornecimento externo de calor. Um detalhado programa de simulação numérica da transferência de calor transiente conjugada no corpo do medidor e no fluido foi desenvolvido. Os resultados desta simulação identificaram os parâmetros que governam o desempenho do medidor e serviram de base para a construção de um protótipo que apresentou excelente desempenho nos testes realizados.

Palavras-chave: Medidor de Vazão Mássica, Simulação, Testes

Introdução

Em várias aplicações industriais os processos envolvidos são controlados pela vazão mássica de um ou mais fluidos, e não pela vazão volumétrica. O desempenho térmico de motores a combustão interna, de queimadores, os processos de deposição química na fabricação de componentes eletrônicos e os vários processos da indústria química podem ser citados como exemplos.

Duas alternativas são comumente utilizadas na medição da vazão mássica. Uma delas é a combinação de um medidor de vazão volumétrica com medidas de densidade, cujos resultados são posteriormente processados em computadores simples fornecendo a medida desejada. A outra alternativa é utilizar um instrumento que seja intrinsecamente sensível à vazão mássica. Ambas as alternativas têm sido utilizadas com sucesso, adotando diferentes formas de implementação (Doebelin, 1990).

O presente trabalho está relacionado com o desenvolvimento de um medidor sensível à vazão mássica. Doebelin (1990), apresenta algumas possíveis configurações destes medidores. Dentre estes, uma classe de medidores que vem encontrando grande aplicação industrial é o medidor de vazão mássica por efeito térmico.

O princípio de funcionamento deste medidor, proposto primeiramente por Laub (1947), pode ser entendido com o auxílio da Fig. 1.

A vazão mássica do gás a ser medido, $\dot{m}$, penetra pelo tubo do medidor onde um fluxo de calor Q conhecido é fornecido. Os sensores T_1 e T_2 medem a diferença de temperatura média de mistura antes e depois do aquecimento do gás. A vazão mássica, o fluxo de calor cedido e a diferença da temperatura média de mistura antes e depois do aquecimento, estão relacionados por

$$Q = \dot{m} C_p (T_{m2} - T_{m1})$$

Da equação, pode-se observar que uma vez conhecidos o calor específico do gás, C_p , a diferença de temperatura, $T_{m2} - T_{m1}$, e o fluxo de calor, Q , a vazão mássica desejada pode ser determinada.

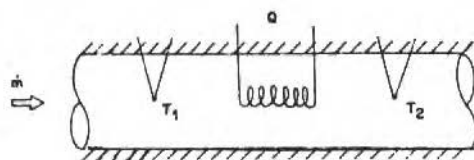


Fig. 1 Modelo teórico de funcionamento

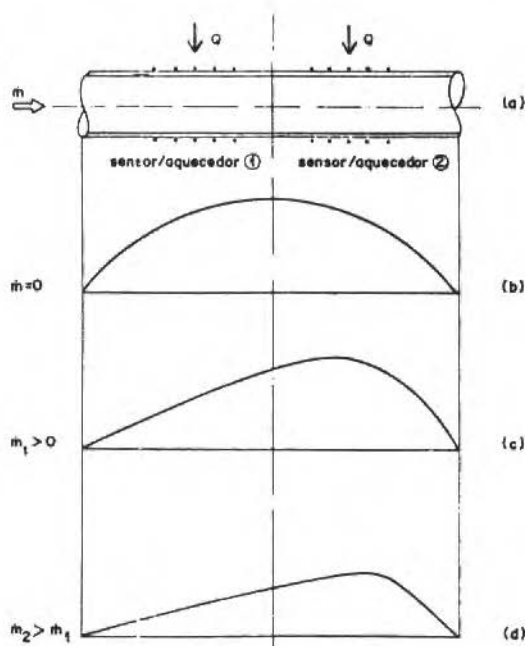


Fig. 2 a - Configuração adotada b-d - Perfil de temperatura

A configuração descrita acima, apesar de teoricamente correta, apresenta as seguintes dificuldades de ordem prática:

- As temperaturas médias de mistura do gás T_{m2} e T_{m1} são difíceis de serem medidas, devido à variação espacial do campo de temperatura na seção do tubo do medidor.
- A relação entre a diferença de temperatura $T_{m2} - T_{m1}$, com a vazão mássica, $\dot{m}$, não é linear, uma característica indesejável para instrumentos de medição.
- A configuração mostrada na Fig. 1 apresenta dificuldades de fabricação mecânica, pois exige a perfuração da parede do tubo para instalação de sensores de temperatura e do aquecedor, com implicações na vedação do gás no caso de altas pressões de trabalho.

d) A configuração da Fig. 1 apresenta também dificuldades para as operações periódicas de limpeza do tubo sensor, pois possui componentes delicados dentro do tubo.

Devido às razões expostas, os estudos foram direcionados para a busca de uma nova configuração que evitasse os problemas da configuração inicialmente proposta. A Fig. 2 apresenta esquematicamente o princípio de funcionamento da configuração escolhida.

A vazão mássica, $\dot{m}$, do gás penetra no tubo do medidor onde são enrolados externamente fios que fazem o papel simultâneo de aquecedores e sensores de temperatura, fornecendo quantidades de calor idênticas para as duas porções do tubo. O calor fornecido nos quecedores segue axialmente pela parede do tubo sensor sendo depois transferido ao gás. Parte do calor pode ser perdido para o ambiente externo, caso uma camada adequada de isolamento térmico não seja utilizada.

As Figs. 2b-2d apresentam esquematicamente as distribuições axiais da temperatura da parede do tubo para três valores da vazão mássica. No caso de não haver escoamento, $\dot{m} = 0$, a distribuição de temperatura na parede do tubo é simétrica, fornecendo uma diferença de temperatura nula entre os sensores 1 e 2. Quando uma vazão $\dot{m}_1$, diferente de zero escoar pelo medidor, o perfil de temperatura na parede do tubo torna-se assimétrico como mostra a Fig. 2c. A diferença de temperatura indicada pelos sensores 2 e 1 é proporcional à vazão mássica. Um aumento ainda maior na vazão mássica (Fig. 2d) produz uma diminuição na diferença de temperatura entre os dois sensores, mostrando que existe um limite máximo na faixa de vazão a ser medida pelo instrumento.

De acordo com a descrição apresentada optou-se por construir um tubo sensor de vazão mássica com a configuração apresentada na Fig. 2. Uma rápida observação da figura mostra que existem inúmeras variáveis a serem fixadas que influenciam o desempenho termohidráulico do medidor. Dentre estas variáveis podemos citar: comprimento, diâmetro e espessura da parede do tubo sensor, comprimento e posição relativa dos aquecedores/sensores, tipo de isolamento térmico externo dos aquecedores/sensores, vazão e propriedades termofísicas do gás a ser medido.

Obviamente, com este grande número de variáveis influenciando o desempenho do medidor, torna-se inviável a busca de uma configuração ótima através de um procedimento puramente experimental. Por esta razão, optou-se por uma simulação numérica do desempenho do medidor. Desta forma poder-se-ia realizar uma análise paramétrica da influência dos diversos parâmetros descritos no desempenho do medidor, obtendo-se, pois, uma configuração próxima da configuração ótima para ser construída.

Durante este processo de análise numérica, buscou-se um medidor que apresentasse boa linearidade, baixo tempo de resposta, temperatura de trabalho não muito elevada, um razoável valor para a diferença de temperatura e pouca dependência em relação às variações das condições ambientais externas. A seguir é descrita a modelagem matemática do medidor.

Modelagem Matemática

A geometria modelada é apresentada na Fig. 3. Nesta figura o tubo sensor é apresentado com uma cobertura para proporcionar proteção térmica e mecânica aos sensores. As dimensões geométricas e a origem do sistema de coordenadas são também apresentadas na figura.

A modelagem do medidor consiste em resolver a equação que governa conservação de energia em todo o domínio de cálculo, i. e., no gás, na parede do tubo e nas paredes da cobertura protetora. A troca de calor do medidor para o ambiente foi também considerada.

As seguintes hipóteses foram assumidas na simulação do medidor:

- a) o escoamento de gás é laminar e hidrodinamicamente desenvolvido
- b) o gás comporta-se como fluido incompressível
- c) as propriedades termofísicas do gás não dependem da temperatura
- d) o ar enclausurado na capa protetora não se move
- e) as resistências térmicas de contato são nulas
- f) a geração de calor em cada sensor/aquecedor é uniforme
- g) a temperatura medida em cada sensor/aquecedor é a média ao longo do comprimento de cada sensor/aquecedor

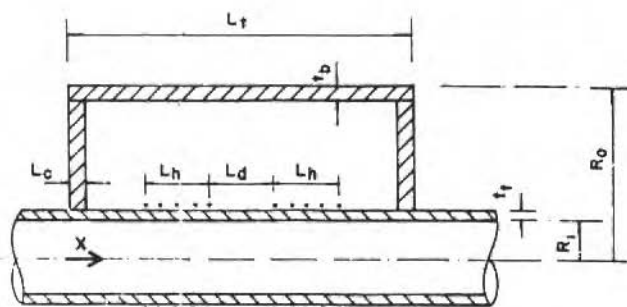


Fig. 3 Domínio de cálculo da simulação numérica

Incorporando as hipóteses acima, as equações de conservação de energia em coordenadas cilíndricas ficam, no gás:

$$\frac{\partial T}{\partial r} + u \frac{\partial T}{\partial x} = \alpha \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \right]$$

Condições de contorno:

$$\text{em } r = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial r} = 0$$

$$\text{em } r = R_i, \quad T = T_{\text{medidor}}$$

$$\text{em } x = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0$$

$$\text{em } x = L_t, \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0$$

no medidor:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k \frac{\partial T}{\partial r} \right) + q'''(x, r, \theta)$$

Condições de contorno:

$$\text{em } r = R_i, \quad T = T_{\text{gas}}$$

$$\text{em } r = R_o, \quad k \frac{\partial T}{\partial r} = h(T_{\infty} - T)$$

$$\text{em } x = 0, \quad -k \frac{\partial T}{\partial x} = h(T_{\infty} - T) \quad \text{para } r > R_i + t_i$$

$$\text{em } x = L_t, \quad k \frac{\partial T}{\partial x} = h(T_{\infty} - T) \quad \text{para } r > R_i + t_i$$

Uma adimensionalização das equações e condições de contorno, fornece os seguintes parâmetros adimensionais que governam o problema:

$$\begin{aligned}
 Pe = RePr &= \frac{4\dot{m}}{\pi R_i} \left(\frac{C_p}{k} \right)_{\text{gas}}, & F_{a2} &= \frac{\alpha_{ar}}{\alpha_{\text{metal}}}, & L_h^* &= \frac{L_h}{L_t} \\
 L_d^* &= \frac{L_d}{L_t}, & L_c^* &= \frac{L_c}{L_t}, & t_t^* &= \frac{t_t}{R_0} \\
 R^* &= \frac{R_i}{R_0}, & L_t^* &= \frac{L_t}{R_0}, & F_0 &= \frac{\alpha_{\text{metal}}}{L_t^2} r \\
 B_i &= \frac{hR_0}{k_{\text{metal}}}, & F_{a1} &= \frac{\alpha_{\text{gas}}}{\alpha_{\text{metal}}}, & t_b^* &= \frac{t_b}{R_0}
 \end{aligned}$$

O conjunto de equações acima foi resolvido numericamente pelo método de volumes finitos descrito por Patankar (1980). O domínio de cálculo foi discretizado com uma malha não-uniforme de 40 x 22 pontos nodais. Utilizou-se um microcomputador PC-AT, consumindo um tempo de processamento de cerca de 10 minutos por configuração estudada.

Resultados da Simulação Numérica

A simulação numérica realizada possuía dois objetivos principais. Em primeiro lugar, fornecer informações qualitativas referentes à influência de cada um dos parâmetros adimensionais no desempenho do tubo sensor do medidor. O segundo objetivo era calcular os parâmetros de projeto para guiar a construção do protótipo de tubo sensor.

Tabela 1 Efeito dos parâmetros no desempenho do tubo sensor

Parâmetro	Linearidade	ΔT_{max}	T_{max}	T. resp.
P_e	↓	↑	↓	↓
B_i	↑	↓	↓	↓
L_t^*	↑	↑	↑	↑
R^*	↓	↓	↓	↑
L_h^*	↑	↓	↓	↓
L_d^*	↓	↓	↓	↓
L_c^*	↓	↓	↓	↑
t_t^*	↑	↓	↓	↑
t_b^*	↑	↓	↓	↑

Assim foi realizada uma análise paramétrica variando-se 9 dos parâmetros adimensionais identificados. Os resultados da análise paramétrica estão apresentados resumidamente na Tabela 1. Nesta tabela, representa-se com uma seta o aumento ou diminuição da linearidade, diferença de temperatura máxima, temperatura mínima e tempo de resposta provocados por um aumento no parâmetro considerado.

Ao analisar-se os resultados da Tabela 1, deve-se ter em mente que o medidor ideal deve apresentar alta linearidade, alto ΔT_{max} , baixa T_{max} e baixo tempo de resposta.

Configuração Escolhida

O medidor de vazão mássica a ser construído deveria operar na faixa de vazão de 0 a 0,1 g/s, típica de aplicações encontradas em equipamentos de cromatografia a gás. O fluido de trabalho especificado era ar a temperatura ambiente. O material dos tubos deveria ser aço inoxidável. Com estas restrições, foram realizadas diversas simulações numéricas, até atingir-se um desempenho considerado satisfatório para o tubo sensor do medidor. As principais características do tubo sensor do medidor considerado ideal são apresentadas a seguir:

- material do tubo: aço inox AISI316
- diâmetro externo: 1,85 mm
- diâmetro interno: 1,35 mm
- comprimento: 100 mm
- distância entre sensores: 5 mm
- comprimento de cada sensor: 15mm
- potência dissipada: 3 W

Com estas características, o desempenho previsto pela simulação foi:

- temperatura máxima do tubo: 75°C (acima do ambiente)
- diferença de temperatura: 5°C
- linearidade: melhor que 3 %. (fundo de escala)
- tempo de resposta: 30 s
- vazão mássica máxima: 0,001 g/s

Construção do Tubo Sensor

O coração do medidor de vazão mássica é o tubo sensor, cujas características físicas foram especificadas através da simulação numérica descrita anteriormente. A grande dificuldade de construção do tubo sensor consiste na instalação dos sensores/aquecedores. Os sensores/aquecedores são bobinas de fio de platina com 25 μ m de diâmetro totalizando uma resistência de 50 Ω para cada sensor. Estes fios são extremamente frágeis e devem ser cuidadosamente enrolados em torno do tubo de aço inox. Para evitar o contato elétrico entre o fio de platina e o tubo de inox, uma cobertura de verniz isolante foi depositada na superfície externa do tubo sensor e curada em forno a 70°C. O fio de platina foi então enrolado sobre o tubo isolado e uma nova camada de verniz aplicada sobre o enrolamento. Esta camada tem o objetivo de fixar as espiras do fio de platina em suas posições, evitando o contato elétrico entre espiras adjacentes. A Fig. 4 apresenta esquematicamente o tubo sensor construído.

Deve ser ressaltado que devido à proximidade entre as espiras dos sensores/aquecedores, os fios foram enrolados utilizando-se um torno mecânico especialmente adaptado para este trabalho. Desta forma foi possível selecionar o passo de enrolamento mais adequado e garantir uma uniformidade no enrolamento. O tubo sensor construído foi montado em uma base metálica, de forma a possibilitar a conexão com as linhas de ar do laboratório.

A diferença de temperatura entre os sensores/aquecedores deve ser medida para permitir a avaliação da vazão mássica desejada. Esta medição foi feita através da medida da resistência elétrica do fio de platina que forma o enrolamento de cada sensor. Para isso os 2 sensores/aquecedores foram montados em 2 braços de uma ponte de Wheatstone com tensão constante. O sinal de saída entre os dois braços da ponte é amplificado no circuito integrado LM363 sendo proporcional à diferença entre as resistências dos sensores aquecedores.

Calibração do Tubo Sensor

Uma vez construído o tubo sensor, foi necessária a realização de experimentos de calibração que relacionassem a variação de resistência medida entre os dois sensores/aquecedores e a vazão mássica de gás que passa pelo tubo sensor.

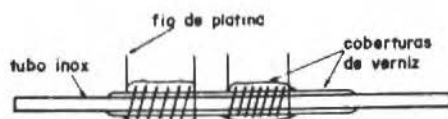


Fig. 4 Tubo sensor

No circuito de calibração construído, ar comprimido do laboratório passava por um registro de corte rápido, por um filtro com válvula reguladora de pressão e por um trocador de calor imerso em um banho com temperatura controlada. Do trocador de calor, o ar passava no tubo sensor a ser calibrado, por uma válvula micrométrica de controle de vazão e finalmente penetrava em um medidor de bolha saindo para o ambiente. Tomadas de pressão antes e depois do tubo sensor foram previstas para possibilitar a determinação da queda de pressão no tubo sensor.

Como pode ser observado na descrição do circuito de calibração, um medidor de bolha foi utilizado na calibração do tubo sensor. Isto tornou-se necessário devido à pequena vazão de projeto no tubo sensor (0,001 g/s). Este medidor, comumente encontrado em laboratórios de calibração, utiliza como princípio básico de funcionamento a medição do tempo de deslocamento de uma membrana de sabão carregada pelo escoamento, através de um tubo de vidro de volume conhecido. As medições de vazão no aparelho construído são obtidas com incerteza experimentais da ordem de $\pm 0,5\%$. Detalhes construtivos do medidor de bolha podem ser encontrados em Azevedo (1992).

Resultados para o Tubo Sensor

A seguir são apresentados alguns resultados obtidos com o tubo sensor construído. A Fig. 5 apresenta uma curva de calibração obtida para o tubo sensor operando com 10 V. A abscissa representa o sinal da ponte (sem amplificação) dado em mV correspondente à diferença de resistência dos 2 sensores. Na ordenada está indicada a vazão mássica obtida no medidor de bolha em g/s. Como pode ser observado na figura, o comportamento do tubo sensor corresponde exatamente ao esperado, i.e., um aumento na diferença de temperatura (representada no gráfico pelo sinal correspondente à diferença de resistência dos sensores/aquecedores) à medida que a vazão mássica aumenta. Pode-se notar também a excelente linearidade do instrumento até o valor da vazão mássica em torno de 4×10^{-4} g/s. A partir deste ponto existe um grande desvio de linearidade, o que indica ser este o valor máximo de trabalho do tubo sensor. As demais características do tubo sensor medidas durante o experimento foram:

- temperatura máxima do tubo; 73°C (acima do ambiente)
- linearidade: 1% (fundo de escala)
- tempo de resposta: 60 s
- vazão mássica máxima: 4×10^{-4} g/s

A comparação destes resultados com as previsões da simulação numérica apresentada anteriormente mostra uma boa concordância para a temperatura e vazão máximas. A linearidade do tubo sensor construído apresentou-se melhor que a prevista numericamente, enquanto o tempo de resposta medido mostrou-se superior à previsão. Esta discordância pode ser explicada pelo fato do tubo sensor construído ter sido montado com suas extremidades ligadas a blocos metálicos de modo a permitir a conexão com as linhas de ar comprimido do laboratório. Estes blocos introduziram capacidades térmicas adicionais não previstas na simulação numérica o que provocou o aumento no

tempo de resposta. Por outro lado, a presença dos blocos provocou um aumento na transferência de calor do tubo sensor para o ambiente o que melhorou a linearidade, como indicado na Tabela 1 (aumento em Bi).

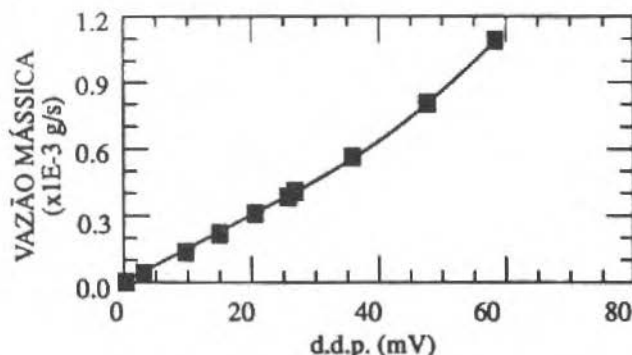


Fig. 5 Curva de calibração do tubo sensor

Construção do Medidor de Vazão Mássica

Comparando-se a vazão máxima de trabalho do tubo sensor (4×10^{-4} g/s) com a vazão máxima de projeto do medidor (0,1 g/s), nota-se que esta é insuficiente para atender a faixa de trabalho desejada. Desta forma, o medidor foi construído com uma configuração de bypass, como indica a Fig. 7. O gás a ser medido penetra pela tubulação principal onde se localiza a obstrução formada por um cilindro com vários furos axiais. Parte da vazão é desviada para o tubo sensor e parte atravessa a obstrução, juntando-se à vazão desviada e saindo pela abertura principal. A obstrução deve ser projetada de modo a oferecer a perda de carga suficiente para que a máxima vazão do medidor corresponda à máxima vazão que o tubo sensor é capaz de medir com boa linearidade. O diâmetro da tubulação principal é calculado de modo a garantir escoamento laminar no medidor.

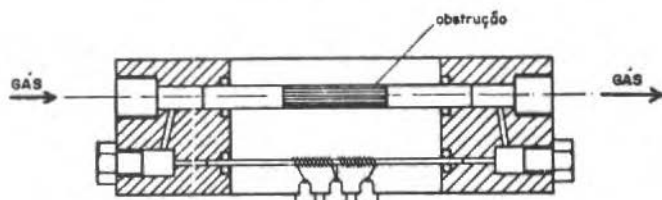


Fig. 6 Vista lateral do medidor com bypass

Assim, a vazão total é avaliada medindo-se apenas uma parcela da vazão. Pode-se notar na configuração construída, que foi previsto acesso ao interior do tubo sensor por meio de bujões rosqueados para possibilitar operações de limpeza.

Resultados para o Medidor de Vazão Mássica

A calibração do medidor de vazão foi realizado utilizando-se o mesmo circuito de calibração empregado na calibração do tubo sensor. Devido à faixa de vazão do medidor ser bastante superior à do tubo sensor, foi necessário utilizar-se um medidor de bolha com capacidade volumétrica mais elevada. Durante a calibração, realizada em ambiente com temperatura controlada, a temperatura do ar da linha manteve-se constante dentro de $\pm 0,5\%$.

A Fig. 7 apresenta um resultado típico de um experimento de calibração. Na ordenada do gráfico apresentado na figura encontra-se a vazão mássica total passando pelo medidor dada em g/s. Na abscissa o sinal correspondente à diferença de resistência entre os sensores/aquecedores localizados no tubo sensor, dado em mV (sem amplificação).

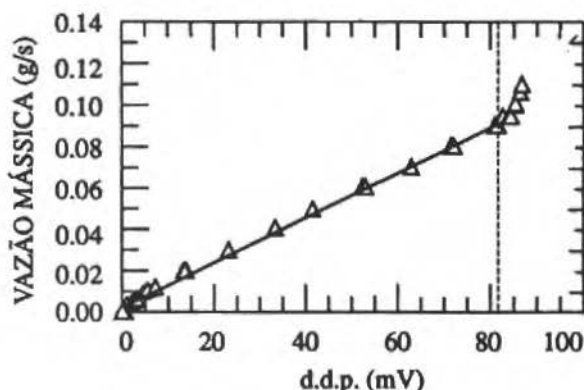


Fig. 7 Curva de calibração do medidor

Como pode ser observado, a obstrução localizada no tubo principal foi adequadamente projetada de modo a permitir que a faixa de vazão de projeto do medidor (0 a 0,1 g/s) seja coberta utilizando-se a faixa linear do tubo sensor, produzindo um medidor com resposta linear, como desejado.

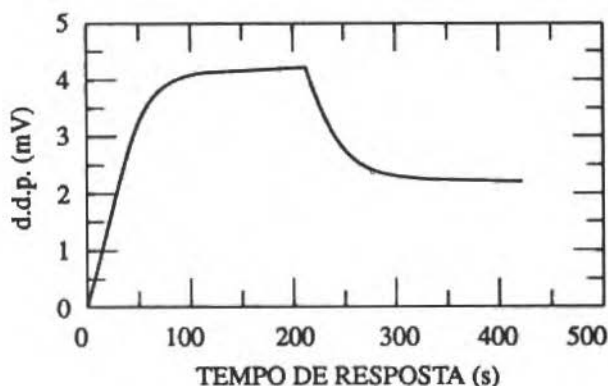


Fig. 8 Tempo de resposta do medidor

A Fig. 8 apresenta um ensaio típico de tempo de resposta. Para estes testes a válvula de corte rápido do circuito de calibração era aberta rapidamente enquanto o sinal do medidor era registrado em um traçador gráfico. No caso apresentado na figura o tempo de resposta foi de aproximadamente 100 s. Este valor, superior ao tempo de resposta encontrado para o tubo sensor, deve-se à maior capacidade térmica do medidor de vazão construído. A seguir são apresentadas as principais características do medidor desenvolvido:

- faixa de vazão mássica: 0 a 0,1 g/s
- tempo de resposta: 100 s

- linearidade: $\pm 0,5\%$ (fundo de escala)
- acurácia: $\pm 1\%$ (fundo de escala)
- repetibilidade: $\pm 0,6\%$ (fundo de escala)

Conclusões

O presente trabalho descreve a construção e teste de um medidor de vazão mássica por efeito térmico. O medidor foi projetado para atender às faixas de baixas vazões de gases limpos comumente encontrados nas aplicações de cromatografia (0 a 0,1 g/s). O princípio de funcionamento do medidor é baseado na diferença de temperatura imposta ao gás por meio de aquecimento externo.

A principal contribuição do trabalho foi o desenvolvimento de um programa para simulação termohidráulica do medidor. Este programa levou em consideração a transferência de calor conjugada no medidor e no gás, permitindo uma identificação e avaliação da influência dos diversos parâmetros que influem no desempenho do medidor. O programa de simulação foi utilizado na determinação de uma configuração com desempenho ótimo que serviu de base para a construção de um protótipo do medidor.

O medidor construído e testado apresentou excelente desempenho quanto à faixa de vazão atingida, linearidade, acurácia e repetibilidade. O tempo de resposta do medidor apresentou-se acima do valor desejável. No entanto, com base nas indicações da simulação numérica, este problema pode facilmente vir a ser corrigido em um próximo protótipo desenvolvido.

Referências

- Azevedo, L. F. A., 1992, "Medidor de Vazão Mássica por Efeito Térmico", Relatório Interno, ITUC/PUC Rio.
- Doebelin, E. O., 1990, "Measurement Systems: Application and Design", McGrawHill, 4th edition, New York.
- Laub, J. H., 1947 "An Electric Flow Meter", *Electric Engineering*, vol. 66, pp. 1219-1219.
- Patankar, S. V., 1980, "Numerical Simulation of Heat Transfer and Fluid Flow", Hemisphere Publishing Co., New York.

Convecção Natural em Superfícies Planas Inclinadas

Natural Convection on Flat and Finite Inclined Plates

Aldo João de Souza

Antonio C. P. Brasil Junior

Marcelo H. P. Almeida

Departamento de Engenharia Mecânica

Universidade de Brasília

70910-900 Brasília, DF

Abstract

This work presents an experimental study of natural convection on a flat and finite inclined plate. Values of Nusselt number for several angular position and for different heat fluxes are obtained. It is proposed a new empirical relation for negative angular positions (surface of heat transfer facing downwards). It is also shown that, the relation for horizontal and vertical flat plate, corrected by the cosine of the inclination angle, can be used for heat surfaces facing upwards, in the analysed range of Rayleigh number.

Keywords: Natural Convection, Flat Plate, Finite Plate, Inclined Plate

Resumo

Neste trabalho é apresentado um estudo experimental da convecção natural em superfícies planas inclinadas de comprimento finito. Valores de Nusselt para diversos ângulos de inclinação e para diferentes valores de fluxo de calor impostos são obtidos. Propõem-se uma nova relação empírica para ângulos de inclinação negativos (superfície de troca com face para baixo). Mostra-se também, que as relações de placa plana vertical ou horizontal, corrigidas pelo cosseno do ângulo de inclinação, podem ser utilizadas para superfícies aquecidas com face para cima, na faixa de Rayleigh analisada.

Palavras-chave: Convecção Natural, Superfícies Planas, Superfícies Finitas, Superfícies Inclinadas

Introdução

Situações envolvendo a transferência de calor por convecção natural em superfícies inclinadas são encontradas em numerosos problemas práticos na engenharia. Diversos artigos publicados na literatura versam sobre este assunto, quantificando a dependência angular dos coeficientes de transferência de calor para diferentes geometrias inclinadas. Particularmente para a transferência de calor em superfícies planas inclinadas podemos citar os artigos de Vliet(1969), Fujii e Imura(1972) e Azevedo e Sparrow (1985), por exemplo, que discutem o problema com base em resultados experimentais e cálculos de escoamento de camada limite.

Em geral a influência da inclinação da superfície aquecida sobre o coeficiente de transferência de calor é expressa com a introdução do cosseno do ângulo de inclinação multiplicando o número de Rayleigh. Utiliza-se desta maneira as mesmas relações de Nusselt versus Rayleigh para os casos de placa plana vertical ou horizontal. Isto é justificado devido ao fato que a força de empuxo atuante na direção do escoamento fica decomposta desta maneira. Observa-se porém, com base nos artigos citados, que para superfícies aquecidas com face voltada para cima, ou para baixos valores de Rayleigh para o caso de superfície aquecida com face voltada para baixo, esta consideração não é verificada de maneira precisa.

Para superfícies com face aquecida voltada para cima os efeitos tridimensionais do escoamento modificam sensivelmente o coeficiente de transferência de calor bem como os limites de estabilidade. O aparecimento de vórtices do tipo Göthler, responsáveis pela modificação dos limites da transição laminar-turbulento, antecipam o aparecimento de instabilidades temporais. Neste caso as relações de placa plana corrigidas somente pelo cosseno do ângulo de inclinação tornam-se inapropriadas.

Observando os resultados do artigo de Fujii e Imura (1972), para superfícies aquecidas voltadas para baixo, na faixa de baixos valores de Rayleigh a relação proposta para placa plana não aproxima precisamente os valores experimentais.

No presente trabalho um estudo experimental da transferência de calor por convecção natural em uma superfície plana de comprimento finito é desenvolvido. Os coeficientes de transferência de calor são determinados para diferentes posições angulares e para diferentes valores de fluxo de calor imposto. Os resultados obtidos são comparados com os resultados disponíveis na literatura. Avalia-se particularmente os valores do número de Nusselt global da superfície para baixos valores de número de Rayleigh. Isto representa algumas situações de interesse prático na área de resfriamento de componentes eletrônicos com líquidos.

As posições da superfície aquecida são mostradas na Fig. 1.

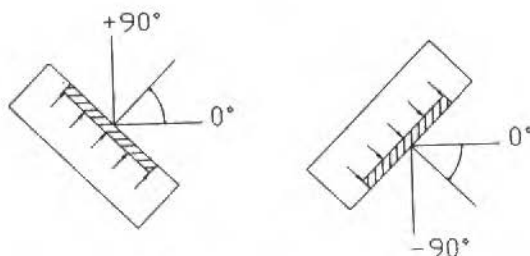


Fig. 1 Posições da superfície de troca de calor.

Análise de Escalas

Com o intuito de desenvolver uma avaliação crítica dos resultados experimentais obtidos, em face das relações empíricas propostas na literatura, é feita a seguir uma análise de escalas do problema.

Para situações de face aquecida voltada para baixo (θ negativo), o problema pode ser formulado através de aproximação de camada limite, ou seja, as equações de balanço de massa, quantidade de movimento e energia podem ser escritas como:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + g\beta \cos \theta (T - T_\infty) \quad (2)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (3)$$

Considera-se nestas equações x a direção paralela à placa e y à direção normal.

Utilizando como escalas de comprimento nas direções x e y , o comprimento da placa L e a espessura da camada limite δ respectivamente e a diferença de temperatura $\Delta T = (T_w - T_\infty)$, como escala de temperatura, obtém-se das equações que regem o problema:

$$\frac{u}{L} \sim \frac{v}{\delta} \quad (4)$$

$$\frac{u^2}{L}, v \frac{u}{\delta} \sim v \frac{u}{\delta^2}, g\beta \cos \theta \Delta T \quad (5)$$

$$u \frac{\Delta T}{L}, v \frac{\Delta T}{\delta} \sim \alpha \frac{\Delta T}{\delta^2} \quad (6)$$

Substituindo Eq. 4 em 6 obtém-se :

$$u \sim \alpha \frac{L}{\delta^2} \quad (7)$$

Portanto das Eqs. 4, 5 e 7 obtém-se:

$$\frac{\alpha^2 L}{\delta^4}, v \alpha \frac{L}{\delta^4} \sim g \beta \cos \theta \Delta T \quad (8)$$

Nestes três termos indentificam-se respectivamente as parcelas devidas às forças de inércia, viscosas e de empuxo. A Eq. 8 pode ainda ser escrita na forma:

$$\left(\frac{L}{\delta}\right)^4 \frac{1}{Ra \cos \theta Pr}, \left(\frac{L}{\delta}\right)^4 \frac{1}{Ra \cos \theta} \sim 1 \quad (9)$$

Como o coeficiente de transferência de calor h escala com k/δ o número de Nusselt será da ordem de:

$$Nu \sim \frac{L}{\delta} \quad (10)$$

Utilizando Eqs. 9 e 10, em condições de escoamento lento, i. e., forças viscosas mais importantes que as forças de inércia, o número de Nusselt varia da forma:

$$Nu \sim (Ra \cos \theta)^{1/4} \quad (11)$$

Caso contrário pode-se obter:

$$Nu \sim (Ra \cos \theta Pr)^{1/4} \quad (12)$$

As tendências expressas nas Eqs. 11 e 12 são verificadas em diversos resultados experimentais. Para placa plana vertical, onde os efeitos de inércia são importantes, Churchill e Chu (1975) propõem para o escoamento laminar ($Ra < 10^9$):

$$Nu = 0,68 + \frac{0,67 Ra^{1/4}}{(1 + (0,492/Pr)^{9/16})^{4/9}} \quad (13)$$

verificando portanto Eq. 12.

Para a placa plana horizontal, com face aquecida voltada para baixo Lloyd e Moran (1974) propõem:

$$Nu = 0,27 Ra^{1/4} \quad (14)$$

tal como é sugerido na Eq. 11.

Da mesma maneira, para outros ângulos de inclinação negativos, o trabalho de Fujii e Imura (1972) apresenta a relação:

$$Nu = 0.56 (Ra \cos \theta)^{1/4} \quad (15)$$

Observa-se que esta equação, como já foi mencionado anteriormente, não aproxima precisamente números de Nusselt para valores de Rayleigh menores que $5,0 \times 10^6$. Isto será discutido mais adiante tendo-se como base os resultados experimentais obtidos no presente trabalho.

Para condições de superfície aquecida voltadas para cima, a análise de escalas deve ser desenvolvida utilizando-se o balanço de quantidade de movimento sem consideração de camada limite. Nestas condições pode-se obter das equações de continuidade e de quantidade de movimento as seguintes relações de escala:

$$\frac{u^2}{L} \sim \nu \frac{u}{\delta^2}, g\beta \cos \theta \Delta T \quad (16)$$

$$\frac{v^2}{\delta} \sim \nu \frac{v}{\delta^2}, g\beta \sin \theta \Delta T \quad (17)$$

Substituindo na equação de escala resultante da equação de energia e considerando-se os efeitos das forças viscosas mais importantes que as forças de inércia, pode-se obter:

$$\frac{\alpha^2 L}{\delta^4}, \nu \alpha \frac{L}{\delta^4} \sim g\beta \cos \theta \Delta T \quad (18)$$

$$\frac{\alpha^2}{\delta^3}, \frac{\nu \alpha}{\delta^3} \sim g\beta \sin \theta \Delta T \quad (19)$$

Estas relações demonstram a dependência das escalas relativas às forças tangenciais e normais à superfície. Para ângulos de inclinação próximos de zero, i.e., para posições próximas à vertical, a relação (18) recai novamente em (11) e (12). Para inclinações próximas a 90° , o empuxo normal à placa torna-se predominante e a equação (19) governa a relação de escalas e portanto tem-se:

$$Nu \sim (Ra \cos \theta)^{1/3} \quad (20)$$

para forças viscosas predominantes; ou:

$$Nu \sim (Ra \cos \theta Pr)^{1/3} \quad (21)$$

para forças de inércia predominantes.

Para superfícies planas com face voltada para cima, Fujii e Imura (1972) propõem a relação empírica:

$$Nu = 0,16 Ra^{1/3} \quad (22)$$

como na Eq. 20.

Cabe observar que a análise de escalas para inclinações positivas não é determinante, visto que os efeitos tridimensionais da convecção natural nesta situação modificam a magnitude das escalas de comprimento. Neste caso esta metodologia serve apenas como um referencial de análise, atentando para suas limitações.

Montagem Experimental

Um esquema da montagem experimental é apresentado na Fig. 2. Nesta montagem uma superfície aquecida de 20mm x 150mm é imersa em um tanque de 50 litros de água à temperatura ambiente. A amostra é constituída de uma placa de alumínio de 3mm de espessura, aquecida por uma resistência elétrica de filme em sua parte posterior. Este conjunto foi embutido em um bloco de resina epoxy para assegurar seu isolamento. O escoamento foi produzido ao longo da menor dimensão da placa.

Oito termopares diferenciais cobre-constantan foram posicionados ao longo da placa para medição da diferença de temperatura ($T_w - T_\infty$), e um último termopar monitorava a temperatura do banho. Este sistema foi conectado a um sistema de aquisição de dados baseado em micro-computador tipo PC, com resolução na medida de temperatura de 0,3° C.

A resistência elétrica foi alimentada por uma fonte estabilizada a 1 % , gerando fluxos de calor na placa aquecida entre 130w/m² e 900w/m². Nesta faixa de variação do fluxo de calor, devido às dimensões da placa de alumínio, a variação da temperatura foi desprezível. Desta maneira o problema analisado pode ser considerado também como um problema à temperatura de parede constante ($T_w = \text{Constante}$). Considera-se também, para efeito de cálculo do coeficiente de transferência de calor, que todo o calor gerado pela resistência flui na direção da placa de alumínio. A perda de calor pelo isolamento foi estimada ser menor que 2 %.

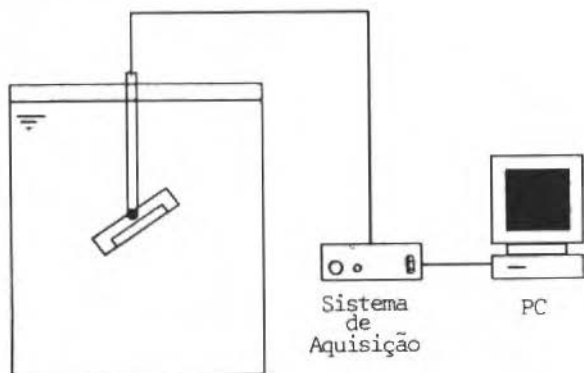


Fig. 2 Montagem experimental

As medidas foram efetuadas de maneira que para cada fluxo de calor imposto, variavam-se as posições angulares da superfície aquecida. Após que o equilíbrio da diferença entre as temperaturas da placa e do banho fosse obtido, os valores de ($T_w - T_\infty$) e do fluxo de calor eram registrados. As variações da temperatura do banho observadas durante todo experimento não excederam 5°C.

Resultados e Discussões

Para efeito de comparação dos resultados experimentais obtidos, confrontaram-se os valores de Nusselt para posições vertical e horizontal (com superfície voltada para cima e para baixo) com as expressões 13, 14 e 22. Estes resultados são apresentados nas Figs. 3 e 4, nas quais os símbolos

representam os resultados do presente trabalho e as linhas contínuas as expressões propostas na literatura. Observa-se que os resultados obtidos nestas diferentes condições são aproximados com sucesso pelas expressões empíricas.

Na Fig. 5 os resultados para superfície aquecida voltada para baixo são confrontados com a Eq. 15, para diferentes ângulos de inclinação. Observa-se que esta equação é adequada somente para valores de Ra superiores a $5,0 \times 10^6$.

Com base na análise de escalas verifica-se que a variação em potência $1/4$ é conveniente, observando-se porém que, para altos valores de Rayleigh, o número de Nusselt varia de fato com o número de Boussinesq ($Bo = RaPr$), este sim elevado à potência $1/4$. Logo, uma só equação cobrindo toda a faixa de Rayleigh não é uma boa escolha, visto que a influência dos diferentes termos de forças geram dependências de escalas diferentes. A tentativa de ajustar uma única relação de Nusselt para cobrir toda a faixa de Rayleigh, prejudica a precisão global da equação proposta.

Com base nos resultados experimentais obtidos propõe-se uma relação que ajuste melhor os valores para $(Ra \cos \theta)$:

$$Nu = 0,60 (Ra \cos \theta)^{1/4} \quad (23)$$

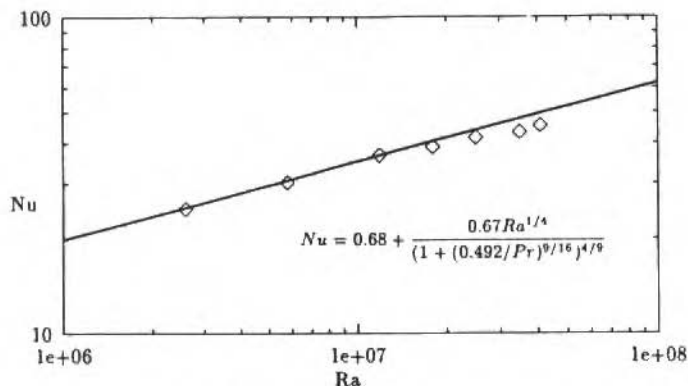


Fig. 3 Placa plana aquecida na posição vertical. $\theta = 0^\circ$

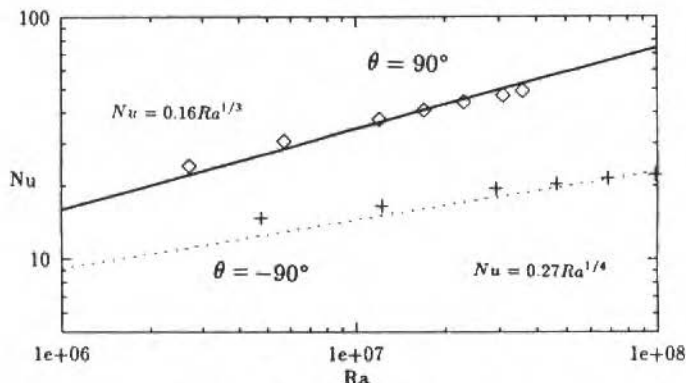


Fig. 4 Posição horizontal. $\theta = 90^\circ$ e -90°

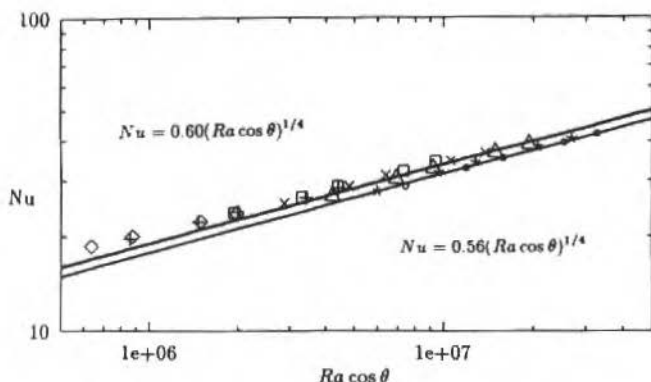
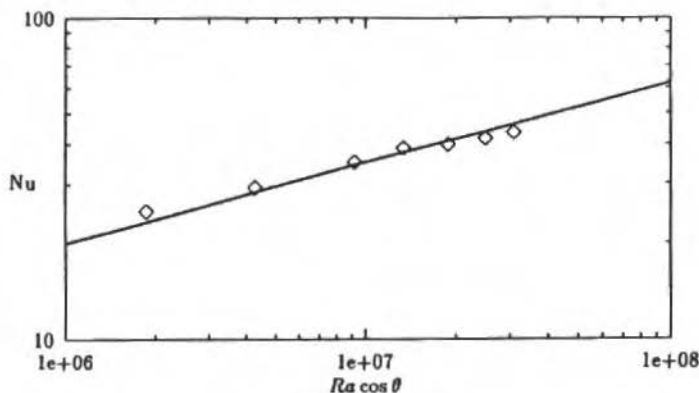


Fig. 5 Superfície Aquecida com Inclinação Negativa.

Na Fig. 6 os resultados para a placa plana com inclinação de 45° são apresentados. Observa-se que a equação para a placa plana vertical (6), com a adição do cosseno do ângulo de inclinação, ajusta de forma precisa os presentes resultados experimentais.

Fig. 6 Resultados para $\theta = 45^\circ$

Conclusões

Com base nos resultados apresentados, os seguintes pontos ficaram evidenciados:

- A montagem e métodos experimentais empregados, produziram resultados compatíveis com aqueles apresentados em diversos outros trabalhos disponíveis na literatura;
- Uma nova relação para o número de Nusselt, variando com Rayleigh, é proposta para inclinações negativas da superfície aquecida, para a faixa de baixos Ra ;
- Verificou-se que, para inclinações positivas, a relação empírica para placa plana vertical corrigida pelo cosseno do ângulo de inclinação, aproxima de maneira conveniente os resultados obtidos.

Referências

- Azevedo, L.F.A. e Sparrow, E. M., 1985. "Natural Convection in Open-Ended Inclined Channels", ASME J. of Heat Transfer, 107, 893.
- Churchil, S.W. e Shu, H.S., 1975. "Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from a Horizontal Cylinder", Int. J. of Heat and Mass Transfer, 18, 1049.
- Fujii, T. e Imura, H., 1972. "Natural-Convection Heat Transfer from a Plate with Arbitrary Inclination", Int. J. of Heat and Mass Transfer, 15, 755.
- Lloyd, J.R. e Moran, W.R., 1974. "Natural Convection Adjacent to Horizontal Surfaces of Various Planforms", ASME Paper 74-WA/HT-66.
- Vliet, G.C., 1969. "Natural Convection Local Heat Transfer on Constant-Heat-Flux Inclined Surfaces", Trans. of ASME, 91C, 511.

Numerical Solution for Natural Convection Between Vertical and Inclined Asymmetrically Heated Parallel Plates

S. Peters

F. Marcondes

A. T. Prata

Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Santa Catarina
88040-900 Florianópolis, SC.

Abstract

Two and three dimensional computations were performed to study the Prandtl number effect in natural convection in vertical and inclined channels. A correction factor was introduced that successfully incorporated the Prandtl number dependence into the existing Nusselt number versus Rayleigh number correlation available in the literature. A general correlation that is valid for Prandtl numbers ranging from 0.7 to 40, covering fluids from air to paraffin, was then proposed.

Keywords: Natural Convection, Numerical Solution, Vertical Channels, Inclined Channels

Introduction

Natural convection in vertical open channels has been extensively investigated both numerically and experimentally due to its large application in many engineering problems. Elenbaas (1942) was the first researcher to attack this problem in a systematic manner. Following Elenbaas, many contributions have appeared in the open literature. Relatively to vertical channel, little work has been performed in inclined channels. Furthermore, the majority of the situations investigated, focused on water or air as the working fluid. Some of the literature on open channel relevant to the present work will now be revised.

Experimental results for water in one-sided heated vertical channels have been performed by Spatrow et al. (1984). Average Nusselt numbers for the heated plate were measured and correlated using the product of the Rayleigh number times the ratio of the channel length to the channel width. Additionally, at Rayleigh numbers exceeding a threshold value, a pocket of recirculating flow drawn in from the outside was observed at the top of the channel close to the unheated wall. Numerical predictions using a parabolic approach showed a good agreement with the experimental results and motivated the authors to include a Prandtl number dependence in their Nusselt number correlation. In a subsequent paper, Azevedo and Sparrow (1985) investigated the effect of the channel inclination on the heat transfer for three heating modes: both walls heated and maintained at the same uniform temperature, heating only from above, and heating only from below. A global correlation representing all the results within 10 percent was introduced. When the bottom wall was heated, secondary flows in the form of longitudinal vortices were observed above a threshold Rayleigh number.

The first numerical solution of natural convection between heated vertical plates was performed by Bodia and Osterle (1962), using the boundary layer form of the conservation equations (parabolic differential equations). Subsequently to that several contributions using their basic methodology but dealing with different boundary conditions at the channel inlet have appeared. Very few works, however, have been carried out using the full elliptic form of the conservation equations. Examples include the works of Kettleborough (1972) and Nakamura et al (1982) for, symmetrically heated walls. In both contributions the computation domain was extended to bypass the problem of prescribing the boundary conditions at the channel inlet.

More recently, Naylor et al. (1991) carried out a numerical study of the two-dimensional natural convection between isothermal vertical plates employing the full elliptic equation with special attention to the boundary conditions at the channel inlet. A new method for handling inflow boundary conditions based on Jeffrey-Hamel flow was presented. Jeffrey-Hamel flow is a similar solution of the

Navier-Stokes equation in which the flow is subjected to a sink (or source) at the point of intersection of two walls. Naylor et al. (1991) assumed that far away from the channel inlet the flow can be approximated by the Jeffrey-Hamel flow. In this regard the computation domain at the channel inlet was extended both along and in the direction perpendicular to the channel walls. For a sufficient large inlet domain radius, the boundary conditions of zero radial stress, zero tangential velocity, and ambient temperature were imposed on a finite semicircular boundary. Results were presented for air ($Pr=0.7$) and for a range of channel aspect ratios and Grashof numbers. New phenomena such as inlet flow separation was reported.

Nieckele and Azevedo (1987) and Marcondes et al. (1989) solved the natural convection in one-sided heated vertical channel using the full elliptic form of the governing equations without extending the computation domain. In their work, Nieckele and Azevedo (1987) performed flow visualization experiments and the patterns revealed agreed very well with the computations. For the first time the pocket of recirculating flow was captured in a numerical model. Marcondes et al. (1989) applied different boundary conditions at the channel inlet and showed that while the overall Nusselt number was insensitive to the pressure boundary condition prescribed, the mass flow rate was greatly affected by it.

It seems that the only correlation available in the literature for inclined channels is that of Azevedo and Sparrow (1985) obtained using water as the working fluid ($Pr \approx 5$). The main purpose of the present work is to introduce a more general correlation that is valid for Prandtl numbers ranging from 0.7 to 40, covering fluids from air to paraffin. This goal will be pursued by solving the full elliptic form of the governing equations considering the directions along and perpendicular to the channel height. The computations will be performed for both vertical and inclined channels heated from one of the walls. Additionally, an attempt will be made to capture the three dimensional longitudinal vortices driven by the normal component of the buoyancy force that result from the bottom heating in inclined channels as reported by Azevedo and Sparrow (1985). To this extent, numerical solutions of the three dimensional equations that govern the problem will also be performed.

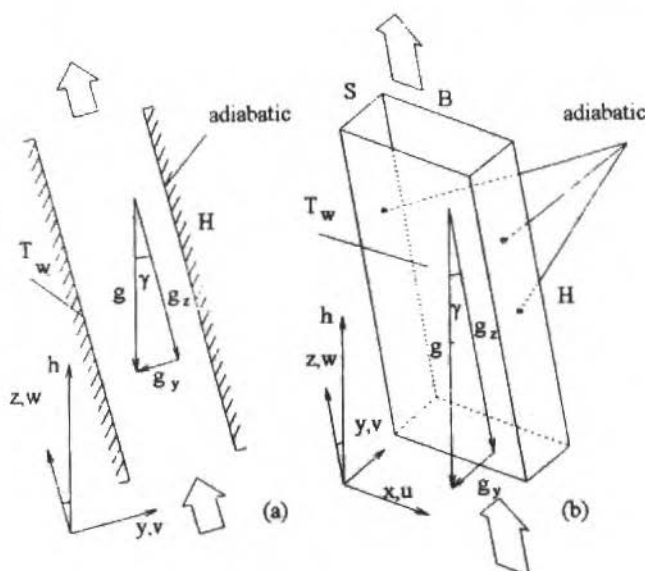


Fig. 1 Geometry of the problem

Problem Formulation

The geometry of the problem is shown in Figs. 1a and 1b for the two and three dimensional models, respectively. As seen from the figures, one side of the channel is heated at constant temperature and the other sides are kept adiabatic. For all cases to be investigated the channel height H , and the width B are set equal to that of Azevedo and Sparrow (1985), that is, 14.52 and 9.67 cm, respectively. The interwall spacing S will be varied to cover a range of parameters but will always be less than 0.1 H .

Using Boussinesq approximation, where except for the density in the buoyancy term all the properties are assumed to be constant, the equations for conservation of mass, momentum and energy can be written as,

$$\nabla \cdot \vec{U} = 0 \quad (1)$$

$$\vec{U} \cdot \nabla \vec{U} = -\nabla P + \text{Pr} \nabla^2 \vec{U} + \text{RaPr} \theta (\sin \gamma \hat{j} + \cos \gamma \hat{k}) \quad (2)$$

$$\vec{U} \cdot \nabla \theta = \nabla^2 \theta \quad (3)$$

where $\vec{U}$ is the velocity vector whose components are U , V and W , ∇ is the nabla operator and $\hat{k}$ is the unit vector in the Z direction. Additionally, the following dimensionless variables and parameters were adopted in Eqs. 1-3,

$$X = x/S, \quad Y = y/S, \quad Z = z/S \quad (4)$$

$$U = uS/\alpha, \quad V = vS/\alpha, \quad W = wS/\alpha \quad (5)$$

$$\theta = (T - T_\infty)/(T_w - T_\infty), \quad P = (p - \rho gh)/\rho(\alpha/S)^2 \quad (6)$$

$$\text{Gr} = g\beta(T_w - T_\infty)S^3/\nu^2, \quad \text{Ra} = \text{Gr} \cdot \text{Pr}, \quad \text{Pr} = \nu/\alpha \quad (7)$$

in which $h = y \sin \gamma + z \cos \gamma$. It should be noted that the effective pressure P takes into account the pressure variation due to buoyancy, that is, the analysis works with the imbalance between the pressure within the channel and the ambient pressure at the same h location. The temperature of the heated wall is T_w and the ambient temperature is T_∞ .

The appropriate boundary conditions are,

$$Y = 0 \rightarrow U = V = W = 0, \quad \theta = 1$$

$$Y = 1 \rightarrow U = V = W = 0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0$$

$$Y = 0 \quad \text{and} \quad X = B/S \rightarrow U = V = W = 0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0 \quad (8)$$

$$Z = 0 \quad \text{and} \quad Z = H/S (\text{for } W < 0) \rightarrow P = -(1/2)(\vec{U} \cdot \vec{U}), \quad \theta = 0$$

$$Z = H/S \text{ (for } W \geq 0) \rightarrow P = 0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial Z} = 0$$

The velocity boundary conditions at the inlet and exit of the channel are unknown, and to overcome this problem pressure is prescribed at those locations. The choice for the pressure values introduced in Eqs. 8 will now be explained.

The mass flow within the channel induced by the buoyancy, accelerates the fluid as it approaches the channel entrance causing the pressure to drop. This balance between kinetic energy and pressure in a region with very small shear stresses suggests an inviscid behavior that can be described by Bernoulli's equation. The pressure boundary condition for $Z = 0$ according to Eq. 8 reflects this behavior. Aihara (1963) was the first to suggest this approach which has proven to be very effective (see for example Naylor et al., 1991).

For the outflow it is assumed that the pressure is equal to the ambient pressure. Therefore, the fluid deceleration imposed by the ambient is neglected. With this approach the plume region outside the channel can be disregarded. The suitability of this boundary condition was verified by Naylor et al. (1991) and Nieckele and Azevedo (1987). For the fresh fluid that is drawn in from outside at the channel exit the pressure is treated via Bernoulli's equation as in the channel inlet.

Solution Methodology

The governing equations were solved using the finite volume methodology as described by Patankar (1980). The coupling between momentum and continuity equations was handled via the SIMPLEC algorithm (Van Doormaal and Raithby, 1984).

Computations were performed for two and three dimensional situations. For the two dimensional cases a computational mesh having 100×40 (Z and Y directions, respectively) grid points were employed. The grid points were concentrated close to the boundaries of the solution domain for both Z and Y directions. For the three dimensional cases the computational mesh had $44 \times 22 \times 42$ (X , Y and Z directions) grid points. Except for the X direction in which a uniform grid was employed, for the Y and Z directions the grid points were also concentrated close to the boundaries of the solution domain. Supplementary computations were also performed using $82 \times 32 \times 52$ grid points.

Results and Discussion

The presentation of the results will start comparing average Nusselt numbers computed from the two dimensional methodology of the present work with those available in the literature. From the temperature field within the channel, the average Nusselt number was evaluated as,

$$Nu = \frac{Q}{A(T_w - T_\infty)} \frac{S}{k} = -\left(\frac{S}{H}\right) \int_0^{H/S} \left(\frac{\partial \theta}{\partial Y}\right)_{Y=0} dZ \quad (9)$$

The experimental correlation obtained for water ($Pr = 5$) by Azevedo and Sparrow (1985) and valid within 10 percent for vertical and inclined channels heated both symmetrically and asymmetrically is

$$Nu = 0.645 \left[\left(\frac{S}{H}\right) Ra \right]^{0.25} \quad (10)$$

For air ($Pr = 0.7$), Sparrow et al. (1984) recommended the following correlation for one-sided heated vertical channels,

$$Nu = 0.667 [(S/H) Ra]^{0.229} \quad (11)$$

Average Nusselt numbers obtained for $(S/H)Ra$ spanning from 5×10^2 to 10^5 are presented in Fig. 2. The solid lines correspond to the computations of the present work and the dashed and dotted lines represent results obtained from Eqs. 11 and 10, respectively. As seen from the figure, good agreement prevails between the computational results and the correlations. Additionally, it is also observed from the figure that even though Eq. 10 was obtained for $Pr = 5$ it can also be applied for $Pr = 39.2$. The results for $Pr = 0.7$ shown in Fig. 2 lie approximately 20 percent below the results for $Pr = 5$ and 39.2.

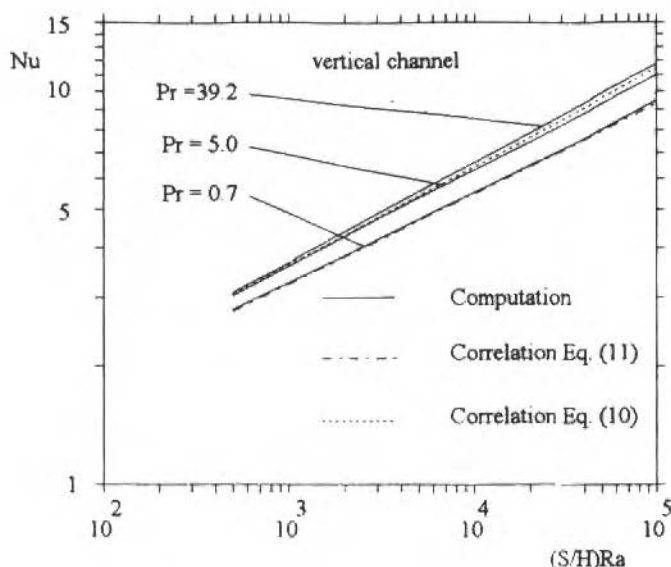


Fig. 2 Average Nusselt number for vertical channel as a function of $(S/H)Ra$

To bring all the curves together in Fig. 2 a correction factor F given by

$$F = 1 / (1 + 1 / (Pr)) \quad (12)$$

is proposed to be incorporated in the product $(S/H)Ra$. The reason for this correction is that for low Prandtl numbers it is known that $Nu \propto (RaPr)^{1/4}$, and for high Prandtl numbers $Nu \propto (Ra)^{1/4}$. For a discussion on that see for example Bejan (1984).

After incorporating the factor F into Eq. 10 and adjusting the coefficient to obtain the same Nu values of Eq. 10 for $Pr = 5$, the new equation reads

$$Nu = 0.675 [(S/H) Ra F]^{0.25} \quad (13)$$

Figure 3 compares the results obtained from Eq. 13 with the computational results of the present work. As seen in the figure, Eq. 13 succeeded in bringing all the Nusselt numbers together, irrespective to the Pr values. The maximum deviation observed in Fig. 3 was 7 percent and occurred for $(S/H)RaF = 500$. This deviation is smaller than the 10 percent uncertainty associated to Eq. 10.

Azevedo and Sparrow (1985) also recommended Eq. 10 for inclined channels. To see whether the correction factor F introduced here successfully applies for inclined channel as it does for vertical channels, computations were performed for $\gamma = 45^\circ$ (see Fig. 1). It should be noted that, as reported by Azevedo and Sparrow (1985), for $\gamma = 45^\circ$ secondary motions are present within the channel in the form of longitudinal vortices causing the experimental Nusselt number to lie above the ± 10 percent band of validity of Eq. 10. Figure 4 was then prepared and showed that all the computational results agreed within the 10 percent with the correlation proposed in Eq. 13. Considering that Eq. 10 is applied for both symmetric and asymmetric heating, it is expected that Eq. 13 is not restricted to the one-sided heating investigated here.

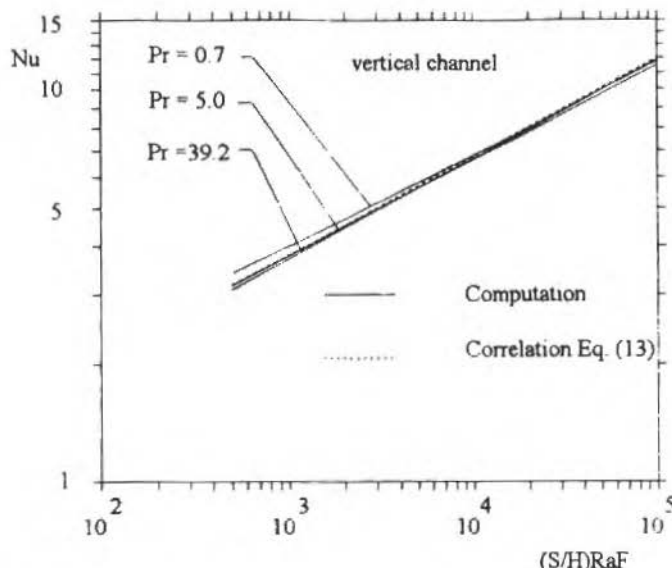


Fig. 3 Average Nusselt number for vertical channel as a function of $(S/H)RaF$

Local Nusselt numbers obtained from

$$Nu_z = - \left(\frac{\partial \theta}{\partial Y} \right)_{Y=0} \quad (14)$$

are presented in Fig. 5 for $(S/H)RaF = 5 \times 10^2$ and 5×10^4 . Similar to what was observed for the average Nusselt number, the factor F was also able to bring together the local Nusselt number curves for all the Prandtl numbers investigated here.

For a fixed value of $(S/H)RaF$, regardless of the Prandtl number, the isotherm maps revealed that close to the heated wall the pattern remains unaltered as would be expected due to the Nu independence with respect to Pr . This is true even for higher values of $(S/H)RaF$ where a pocket of recirculating flow at the channel exit draws in fresh air from the ambient. The penetration depth of the recirculating flow increases with increasing values of $(S/H)Ra$ (Azevedo and Sparrow, 1985). In the present work it was also observed that for a fixed value of $(S/H)RaF$ the penetration depth is greatly affected by the Prandtl number, and increases as Pr decreases. For $(S/H)RaF = 5 \times 10^4$ for example, the maximum penetration depths for $Pr = 0.7, 5$ and 39.2 are, respectively, $0.75 H, 0.5 H$ and $0.20 H$.

For inclined channels, Azevedo and Sparrow (1985) observed the recirculating zone only for top-heated wall. No recirculating zone was observed for bottom-heated wall even for $(S/H)Ra$ as large as 2×10^5 . In contrast to that, for the computations performed here the recirculating zone was observed

for both situations, that is, top and bottom-heated wall. A possible explanation to that is the existence of secondary flow in the longitudinal direction (X direction) for the bottom-heated wall as reported by Azevedo and Sparrow (1985). It could be that, depending on the strength of the vortices associated with the secondary flow the mainflow is forced towards the top-unheated wall eliminating the low pressure zone which is responsible for drawing in the fresh fluid from the ambient. The secondary flow in the X direction cannot be detected by the two dimensional model that comprises only the Y and Z directions. In order to investigate this phenomenon, the three dimensional model was activated. Despite the coarser computational mesh adopted in the three dimensional model for the Y and Z directions in comparison with the two dimensional model, the deviations observed between the two models for the average Nusselt number was always less than 10 percent. According to Azevedo and Sparrow (1985), the wavelength for pairs of secondary vortices is on the order of the interwall spacing indicating that the number of grid points employed in the X direction was large enough to capture the secondary flows.

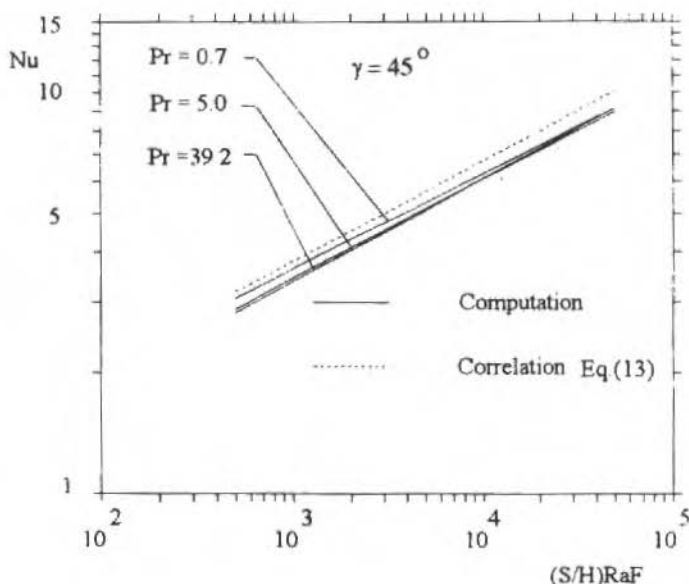


Fig. 4 Average Nusselt number for inclined channel as a function of $(S/H)RaF$

The computations performed with the three-dimensional model failed to detect the array of small vortices as reported by Azevedo and Sparrow (1985). Here, only two large vortices that occupied the whole interwall spacing was observed. This is also in contrast with the experiments of Azevedo and Sparrow (1985) where the sequence of small vortices did not occupied the entire cross section of the channel. Supplementary runs using the finer mesh reproduced the two large secondary vortices and corroborated the results obtained with the coarser mesh. The cause for discrepancy between experiments and computation is unknown. Further effort is required to shed more light into this phenomenon.

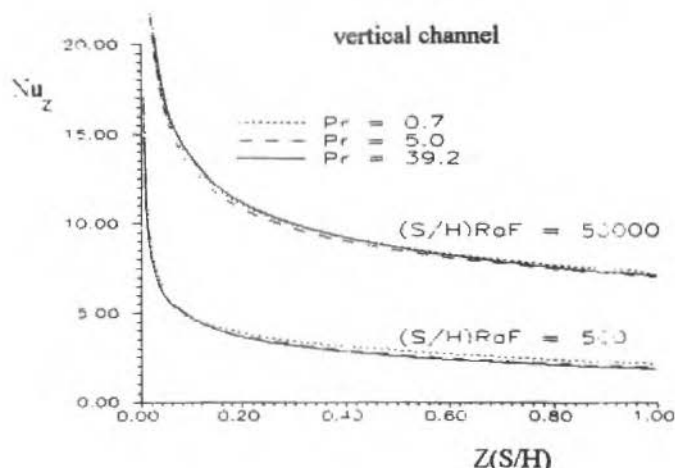


Fig. 5 Local Nusselt number for vertical channel with $(S/H)RaF$ as curve parameter

Conclusions

Numerical results were performed to investigate the Prandtl number effect in natural convection in one-sided heated channels. A new correlation valid for Prandtl number values ranging from 0.7 to 40 is proposed. This correlation can be applied for both vertical and inclined channels. Even though the present results focused on asymmetric heating, it is believed that the correlation also applies for symmetric heating.

References

- Aihara, T., 1963, "Heat Transfer Due to Natural Convection From Parallel Vertical Plates", *Trans. JSME*, Vol. 29, pp. 903-909.
- Azevedo, L. F. A., and Sparrow, E. M., 1985, "Natural Convection in Open-Ended Inclined Channels", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 107, pp. 893-901.
- Bejan, A., 1984, "Convection Heat Transfer", John Wiley and Sons, New York.
- Bodla, J. R. and Oesterle, J. F., 1962, "The Development of Free Convection Between Heated Vertical Plates", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 84, pp. 40-44.
- Elenbaas, W., "Heat Dissipation of Parallel Plates by Free Convection", *Physica*, Vol. 9, no. 1, pp. 1-28.
- Kettleborough, C. F., 1972, "Transient Laminar Free Convection Between Heated Vertical Parallel Plates Including Entrance Effects", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 15, pp. 883-896.
- Marcondes, F., Maliska, C. R. and Silva, A.F.C., 1989, "Natural Convection in Open Ended Channels. Treatment of the Inlet Boundary Conditions", *Proceedings of the 10th Brazilian Congress of Mechanical Engineering*, Vol. 1, pp. 261-263.
- Nakamura, H., Yutaka, A. and Naitou, T., 1982, "Heat Transfer by Free Convection Between Two Parallel Flat Plates", *Numerical Heat Transfer*, Vol. 5, pp. 95-106.
- Naylor, D., Floryan, J. M. and Tarasuk, J. D., 1991, "A Numerical Study of Developing Free Convection Between Isothermal Vertical Plates", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 620-626.
- Nieckele, A. O. and Azevedo, L. F. A., 1987, "Reverse Flow in One-Sided Heated Vertical Channels in Natural Convection", in *Convective Transport*, ASME Winter Annual Meeting, HTD-Vol. 82, pp. 71-77, Boston.
- Patankar, S. V., 1980, "Numerical Heat Transfer", Hemisphere Publishing Co., New York.
- Sparrow, E. M., Chrysler, G. M. and Azevedo, L. F. A., 1984, "Observed Flow Reversal and Measured-Predicted Nusselt Numbers for Natural Convection in an One-Sided Vertical Channel", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 106, pp. 325-332.
- Van Doormaal, J. P. and Raithby, G. D., 1984, "Enhancements of the Simple Method for Predicting Incompressible Fluid Flows", *Numerical Heat Transfer*, Vol. 7, pp. 147-163.

A Substituição dos CFCs e HCFCs e a Indústria de Refrigeração

CFCs and HCFCs Replacement and the Refrigeration Industry

Roberto A. Peixoto
Paulo Vodianitskaia
Otávio M. Silveiras

Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Est. de São Paulo

Marco A.S. de Paiva
Consul S.A.

Abstract

CFCs (chlorofluorocarbons) and HCFCs (hydrochlorofluorocarbons) are chemical substances that were created initially for use, as working fluids, in vapor compression refrigeration systems. The field of application of CFCs and HCFCs has increased and nowadays they are used in many products and industrial process. Because it was discovered that the CFCs and HCFCs are depleting the Ozone Layer they have to be eliminated. The objective of this paper is to describe the main aspects involved in the "CFCs crisis," and to describe the options for their substitution in the several refrigeration and air conditioning uses. It is commented the particular situation of the developing countries and Brazil.

Keywords: CFCs, HCFCs, Replacement

Resumo

Os CFCs (clorofluorcarbonos) e os HCFCs (hidroclorofluorcarbonos) são substâncias químicas que, dentre várias aplicações, são utilizados como fluidos de trabalho em sistemas de refrigeração por compressão de vapor. Em função do seu impacto ambiental estas substâncias terão que ser eliminadas. Vários setores industriais serão afetados, principalmente o de refrigeração e ar condicionado. Este artigo descreve os principais aspectos envolvidos na "crise dos CFCs" e as alternativas em análise para a sua substituição nas várias aplicações de refrigeração e ar condicionado. São comentadas algumas ações para que a transição para as novas substâncias seja feita, no Brasil, da forma mais adequada possível.

Palavras-chave: CFCs, HCFCs, Alternativas, Substituição

Introdução

Os CFCs (clorofluorcarbonos) e os HCFCs (hidroclorofluorcarbonos) são substâncias químicas derivadas de hidrocarbonetos simples (metano, etano, etc) onde os átomos de hidrogênio são substituídos por átomos de elementos halógenos (cloro, flúor), o que dá origem a outra denominação pela qual estas substâncias são também conhecidas: hidrocarbonetos halogenados.

A descoberta dos CFCs está associada à refrigeração doméstica. Eles foram desenvolvidos em 1928 pela Frigidaire Corporation, uma das divisões da General Motors, visando a substituição dos refrigerantes até então em uso nos refrigeradores (dióxido de enxofre, cloreto de metila) devido à sua toxicidade. O primeiro CFC a ser produzido foi o CFC-21, seguindo-se vários outros até o CFC-12, que começou a ser utilizado comercialmente nos refrigeradores Frigidaire a partir de 1933 (Nagengast, 1989).

Nos últimos cinquenta anos vários compostos CFCs além de outros semelhantes como HCFCs e HFCs foram desenvolvidos. Estes produtos tiveram uma grande aceitação e uma ampla faixa de aplicação devido às suas principais características:

- não inflamabilidade;
- estabilidade química e térmica;
- propriedades físicas e termodinâmicas adequadas à vários processos;
- miscibilidade com óleos lubrificantes;

- possibilidade de produção em grande escala industrial;
- baixo preço.

Além da utilização como fluido refrigerante em sistemas de refrigeração por compressão de vapor, os CFCs, e compostos similares, passaram também a ser utilizados como agente expensor para espumas rígidas e flexíveis, solventes para limpeza de circuitos microeletrônicos e equipamentos cirúrgicos e como propelentes de aerossóis.

Os CFCs podem ser incluídos entre as grandes descobertas deste século e contribuam decisivamente para que, entre outros benefícios, os refrigeradores domésticos se transformassem num produto confiável, eficiente e popular. No entanto, em função do seu impacto ambiental e devido a uma ironia da história, estas substâncias que foram desenvolvidas para substituir outras consideradas tóxicas, terão que ser eliminadas num curto prazo de tempo. Vários setores industriais serão afetados, principalmente o de refrigeração e ar condicionado, que deverá gerar, nos próximos anos, alternativas à utilização de CFCs. Durante a década de 90 o principal estímulo para pesquisa e desenvolvimento tecnológico neste setor deverá ser a "crise dos CFCs".

Os CFCs e a Camada de Ozônio

Os efeitos dos CFCs sobre a camada de ozônio têm merecido atenção especial nos estudos científicos atmosféricos realizados nos últimos vinte anos. Molina e Rowland (1974), propuseram um modelo teórico estabelecendo uma ligação entre os CFCs liberados na atmosfera e a redução da camada de ozônio e desde esta época, uma série de evidências desta relação têm se acumulado. Situada na estratosfera entre 16 e 48 km de altitude, a camada de ozônio tem a função de um filtro protetor do meio ambiente contra a radiação ultravioleta do sol na faixa do UV-B. O desaparecimento deste filtro, com o consequente aumento da incidência de radiação ultra violeta sobre a superfície da Terra, poderia ter consequências dramáticas sobre a vida no planeta, aumentando o número de casos de câncer de pele, afetando a agricultura (produção de alimentos) e a vida marinha (Assunção, 1991).

O modelo científico mais aceito hoje para explicar a ação dos compostos clorados sobre a camada de ozônio, baseia-se na reação do cloro presente nas suas moléculas com o ozônio. Simplificadamente, este modelo pode ser apresentado da seguinte forma: devido a sua elevada estabilidade química e um longo tempo de vida (60 a 120 anos), os CFCs atingem a estratosfera onde, com a intensa radiação ultravioleta, os átomos de cloro são separados da sua molécula. O átomo de cloro livre reage com uma molécula de ozônio (O_3) e nesta reação um átomo de oxigênio separa-se da molécula de ozônio, junta-se ao cloro e forma o monóxido de cloro, restando uma molécula de oxigênio (O_2). O monóxido de cloro, não é estável podendo reagir com um átomo de oxigênio livre, liberando o átomo de cloro que volta a reagir com uma molécula de ozônio (EPA, 1987). Como o tempo de permanência na atmosfera dos HCFCs é bem menor, entre 2 e 20 anos, eles têm um potencial de redução da camada de ozônio (ODP) bem menor que o dos CFCs.

O Protocolo de Montreal

Devido ao fato da questão da redução da camada de ozônio ter amplitude mundial, envolvendo todos países do planeta, em 1985, coordenada pelo Programa para o Meio Ambiente das Nações Unidas (UNEP), foi estabelecida a Convenção de Viena com o objetivo de prover mecanismos de cooperação internacional para o tratamento desta questão. Como resultado deste processo, em 1987 foi assinado, por 27 nações, o Protocolo de Montreal, que estabeleceu a redução progressiva, até a eliminação total, da produção e uso de substâncias que afetam a camada de ozônio, entre elas os CFCs e HCFCs. Atualmente, uma série de outros países se tornaram signatários, entre eles o Brasil. Este acordo pioneiro entre as nações significa um marco no entendimento e tratamento das questões ambientais de dimensões globais e abre um caminho para que a solução de outros problemas desta natureza, tal como o efeito estufa ou mudanças climáticas envolvendo a emissão de CO_2 , possam ter encaminhamento semelhante. O Protocolo de Montreal já foi objeto de duas revisões, uma em Londres, 1990; e outra em Copenhague, 1992. Em Londres, entre várias emendas, foi criado o Fundo Multilateral para auxílio financeiro aos países em desenvolvimento. Em Copenhague, devido às novas

informações divulgadas sobre a diminuição da camada de ozônio, e conforme já vinha sendo adotado por vários países, antecipou-se a eliminação dos CFCs e foi estabelecido, pela primeira vez, um cronograma para eliminação dos HCFCs.

A Tabela 1 apresenta o cronograma atual de substituição de CFCs e HCFCs previsto no Protocolo de Montreal, de acordo com a última revisão realizada em Copenhague. Os países em desenvolvimento, que apresentam um consumo atual de CFCs menor de 0,3 kg per capita, têm um prazo adicional de 10 anos para o banimento dos CFCs.

Tabela 1 Cronograma para substituição de CFCs e HCFCs previsto no Protocolo de Montreal-Revisão de Copenhague 1992.

Data	Redução da Produção e Consumo para
	CFCs
1 de Janeiro de 1993	100% do nível de 1986
1 de Janeiro de 1994	25% do nível de 1986
1 de Janeiro de 1995	25% do nível de 1986
1 de Janeiro de 1996	0% (excepto para usos essenciais)
	HCFCs
1 de Janeiro de 1996	3.1% do consumo ponderado de CFCs e HCFCs em 1989
1 de Janeiro de 2004	65% da situação de 1996
1 de Janeiro de 2010	35% da situação de 1996
1 de Janeiro de 2015	10% da situação de 1996
1 de Janeiro de 2020	0.5% da situação de 1996
1 de Janeiro de 2030	0% da situação de 1996

A Substituição dos CFCs e HCFCs na Indústria de Refrigeração e Ar Condicionado.

A grande maioria dos equipamentos e sistemas de refrigeração e ar condicionado utiliza o ciclo termodinâmico de compressão de vapor em função da sua simplicidade, custo e eficiência energética. Dificilmente, a curto, médio e longo prazo, outra tecnologia deve apresentar características competitivas e como consequência, o ciclo de compressão de vapor deve continuar a ser a tecnologia dominante em refrigeração. Desta forma, a substituição dos atuais refrigerantes, CFCs e HCFCs, deve implicar na busca de novas substâncias que os substituam como fluidos de trabalho.

A seguir são apresentados os aspectos principais da substituição dos CFCs e HCFCs nas várias aplicações de refrigeração e ar condicionado.

Refrigeração Doméstica

Atualmente, quase todos refrigeradores e "freezers" domésticos utilizam o CFC-12 como fluido refrigerante e CFC-11 na espuma de isolamento térmico. As alternativas para a substituição do CFC-12 em novos equipamentos incluem: HFC-134a, HFC-152a, propano, HCFC-22, as misturas ternárias quase azeotrópicas (HCFC-22, HFC-152a, HCFC-124) e misturas não azeotrópicas (UNEP, 1991a). Misturas de refrigerantes podem ser classificadas em dois tipos: azeotrópicas, com comportamento igual a uma substância pura; e não-azeotrópicas, para as quais os processos de evaporação e condensação não ocorrem com temperatura constante. Alguns fabricantes utilizam o termo "quase-azeotrópicas", para misturas não azeotrópicas que apresentam pequenos desvios em relação às misturas azeotrópicas.

O HFC-134a, já adotado pelos fabricantes de refrigeradores europeus, é tido como o mais forte candidato. Isto devido às suas propriedades termofísicas, consumo de energia próximo do CFC-12 (Zhu, 1992) e ao desenvolvimento de óleos lubrificantes sintéticos a base de éster, para resolver o problema da baixa miscibilidade deste refrigerante nos óleos normalmente utilizados com CFC-12 (Krueger e Driessen, 1992). A miscibilidade é uma das características desejáveis em sistemas herméticos. O HFC-152a e o propano, apesar de em certas condições apresentarem desempenho superior ao CFC-12, têm uma característica indesejável que é a inflamabilidade. O HCFC-22 e as misturas de refrigerantes têm o inconveniente de serem soluções transitórias devido à futura eliminação dos HCFCs.

Os vários componentes dos refrigeradores domésticos (compressor, trocadores de calor, tubo capilar, etc...) deverão ser reprojatados para se adequarem às características dos novos fluidos refrigerantes e óleo lubrificante.

Considerando a inserção de novas tecnologias, uma alternativa para substituição do CFC-12 é o uso de ciclos Stirling. Inicialmente considerada de longo prazo, esta opção pode ser antecipada em função de recentes desenvolvimentos (Manor, 1992).

Para a substituição do CFC-11 como agente expansor para a espuma de isolamento térmico, as alternativas básicas são HCFCs e hidrocarbonetos. Uma outra possibilidade em estudo é o uso de painéis a vácuo para substituir o isolamento térmico hoje utilizado.

Ar Condicionado

Os equipamentos compactos de ar condicionado com condensação a ar usam HCFC-22 como fluido refrigerante. Devido às recentes descobertas do agravamento da destruição da camada de ozônio que contribuíram para o estabelecimento de um cronograma de substituição dos HCFCs; as alternativas à utilização do HCFC-22 estão sendo também objeto de intensos estudos.

Para substituição do HCFC-22 em equipamentos compactos de ar condicionado, não foi identificado ainda nenhum refrigerante alternativo constituído por uma substância pura. As atenções estão voltadas para as misturas de refrigerantes binárias e ternárias. Uma das vantagens do uso de misturas é a possibilidade de alteração da concentração dos componentes para adequação aos requisitos de capacidade. Radermacher e Jung (1992a) analisaram teoricamente diversas misturas concluindo que as que apresentam melhor desempenho (maior coeficiente de performance teórico) são a mistura ternária, sem cloro, constituída por HFC-32, HFC-152a, HFC-134; e mistura binária, sem cloro, constituída por HFC-32 e HFC-134a. Os mesmos autores (Radermacher and Jung, 1992b) estudaram experimentalmente diversas misturas binárias sem cloro, para a substituição do HCFC-22 em equipamentos existentes ("retrofit"). A melhor opção encontrada é a mistura constituída por HFC-32 e HFC-134a (40%, 60%, em massa) pois mantém a capacidade do equipamento.

Refrigeração Comercial

Na refrigeração comercial (balcões frigoríficos, supermercados, etc.) são utilizados majoritariamente CFC-12 e R-502 (mistura azeotrópica de HCFC-22 e CFC-115) como fluidos refrigerantes. Além dos refrigerantes já citados para substituição do CFC-12 na refrigeração doméstica, está sendo considerada, no caso da refrigeração comercial, a utilização da amônia (NH₃). Para o R-502 as alternativas são: NH₃; HCFC-22; HFC-125; HFC-143a; HFC-32; mistura quase-azeotrópica contendo HCFC-22, HC-290 e HFC-218; mistura quase-azeotrópica de HCFC-22, HC-290 e HFC-125; e uma mistura azeotrópica de HFC-125 e HFC-143a que representa uma das alternativas mais promissoras com um desempenho similar ou superior ao R-502 (Logsdon et al., 1992).

Armazenamento e Processamento de Alimentos

Neste setor, os sistemas de refrigeração são de grande capacidade e NH₃ é o refrigerante mais utilizado (60% do consumo total); o restante é dividido igualmente entre HCFC-22, CFC-12 e R-502 (UNEP, 1991b). Para substituição do CFC-12 e R-502 nos novos sistemas, NH₃ e HCFC-22 são os substitutos naturais. Considerando o caráter transitório do HCFC-22, HFC-32 e HFC-125 devem

também ser considerados. A amônia deve cumprir um papel mais importante na substituição dos CFCs que os novos refrigerantes, em função de ser uma substância biodegradável, do seu baixo custo, de estar sendo utilizada há bastante tempo. O problema da sua toxicidade está sendo minimizado através do aprimoramento de sistemas e procedimentos de segurança e também da diminuição da carga de refrigerante nos equipamentos via a otimização do seus projetos e utilização de novos componentes, como por exemplo o uso de trocadores de calor a placas em unidades resfriadoras ("chillers").

Sistemas de Ar Condicionado Central

Em sistemas de ar condicionado central para edificações são utilizados dois tipos de resfriadores de líquidos ("chillers"): com compressores centrífugos e com compressores de deslocamento positivo (alternativo, parafuso e "scroll"). Nas unidades com compressores centrífugos os refrigerantes utilizados são o CFC-11, CFC-12 e o HCFC-22. Para os CFCs 11 e 12 as alternativas atualmente disponíveis e já em utilização são os refrigerantes HCFC-123 e HFC-134a respectivamente. Uma alternativa de médio prazo para a substituição do CFC-11 por um fluido refrigerante sem cloro que está sendo analisada é o HFC-245ca (Doerr et al., 1992). As unidades com compressores de deslocamento positivo utilizam CFC-12 e HCFC-22 e nestas unidades, as opções atuais para a substituição do CFC-12 são o HFC-134a e o próprio HCFC-22, como substância transitória. Provavelmente, as alternativas ao HCFC-22 até o final do século, tanto para as máquinas centrífugas como para as de deslocamento positivo, devem se concentrar na amônia, HFC-125 e HFCs inflamáveis (HFC-32, HFC-143a, etc.). Os problemas relacionados a estes fluidos refrigerantes alternativos são a inflamabilidade, que deverá exigir uma discussão das normas de segurança das edificações; e do consumo de energia, que deverá ser maior que o atual (UNEP, 1991b). As alternativas tecnológicas aos CFCs e HFCs se concentram basicamente no uso de unidades resfriadoras à absorção, que devem aumentar sua participação no mercado, o que deverá ser um estímulo para o seu aperfeiçoamento.

Refrigeração Industrial

Neste setor é considerado o uso de refrigeração em processos nas indústrias químicas, farmacêuticas, petroquímicas, metalúrgicas, etc.. Amônia e HCFC-22 são os refrigerantes mais utilizados (80% do consumo total) e são as primeiras alternativas para a substituição dos CFCs. A amônia, o fluido mais recomendado para aplicações com temperatura acima de -45°C, tem aumentado sua importância, prevendo-se que até o final do século ela seja responsável por 40% do atual mercado de CFCs. Para aplicações de temperatura abaixo de -45°C, é considerado inicialmente o HCFC-22 e a médio prazo, devido à crescente pressão sobre os HCFCs, as opções são HFC-134a, HFC-32 e HFC-125 (UNEP, 1991b). Neste setor também existe a possibilidade do incremento da utilização de sistemas à absorção.

Ar Condicionado Automotivo

Os sistemas de ar condicionado automotivo, que utilizam CFC-12 como fluido refrigerante, são os maiores consumidores de CFC no setor de refrigeração. Em 1991, estes sistemas foram responsáveis por 57% do consumo global do setor. Nesta aplicação a diferença de consumo entre os países desenvolvidos e em desenvolvimento é ainda mais acentuada. Em função deste alto consumo, causado principalmente pela reposição de refrigerante que tem que ser feita periodicamente devido aos sistemas não serem herméticos, os fabricantes destes sistemas foram pressionados a agir com rapidez na substituição do refrigerante. O fluido atualmente considerado para esta substituição é o HFC-134a e desde de 1992 fabricantes de automóveis já estão utilizando este fluido em alguns produtos.

Características dos Países em Desenvolvimento.

A Tabela 1 apresenta a participação das várias regiões e aplicações no consumo mundial estimado de CFC em 1986 de 1,1 milhão de toneladas. Os países industrializados são responsáveis pela maior parte do consumo de CFCs e em função disto e dos investimentos necessários justifica-se o período de carência e de transferência de recursos financeiros dos países desenvolvidos para a eliminação das

substâncias que afetam a camada de ozônio nos países em desenvolvimento. No Brasil, a aplicação de CFCs em refrigeração foi responsável em 1990 por 47% do consumo total (IBAMA, 1991). Como nos demais países em desenvolvimento a maior aplicação de CFCs é em refrigeração, o que faz com que o impacto neste setor da implementação das medidas do Protocolo de Montreal seja significativo.

Tabela 1 Utilização mundial de CFCs
(Fonte: UNEP, 1991a)

Em relação à região	Em relação à utilização
América do Norte: 35%	Aerosóis: 28%
Europa Ocidental: 32%	Espumas: 26%
Ásia e Pacífico: 18% (Japão: 12%)	Refrigerantes: 23%
Europa Oriental: 11%	Solventes: 21%
América Latina: 3%	Outros: 2%
África: 1%	

Conclusões

A substituição dos CFCs e HCFCs é um desafio envolvendo fabricantes de equipamentos, fabricantes de refrigerantes, empresas de instalação e manutenção, usuários, comunidade e governos.

Foram descritas alternativas em implementação e em avaliação para as diversas aplicações de refrigeração e ar condicionado. As alternativas para os CFCs, em função do menor prazo para substituição, estão muito mais avançadas que as consideradas para os HCFCs. A substituição dos CFCs e HCFCs nos equipamentos e sistemas existentes ("retrofit") é muito mais complicada do que nos novos produtos e deverá envolver ações de recuperação, reciclagem e reaproveitamento dos refrigerantes existentes.

A amônia deverá ter um papel importante neste processo, recuperando sua importância como fluido refrigerante. Isto, no entanto, deverá exigir, em função da sua toxicidade, a otimização dos equipamentos para diminuição da carga de refrigerante e o cuidado especial com sistemas de segurança. Com relação a tecnologias alternativas ao ciclo de compressão de vapor, o ciclo Stirling poderá vir a ser uma opção na refrigeração doméstica e os ciclos de absorção poderão aumentar sua participação na refrigeração industrial e ar condicionado central.

Considerando a situação brasileira, a substituição dos CFCs poderá ser efetuada antes do final do prazo de carência a que temos direito, devido à crescente inserção da indústria de refrigeração nacional, notadamente doméstica, no mercado internacional. No entanto, são necessárias ações em termos de pesquisa, desenvolvimento e transferência de tecnologia para minimizar o impacto desta substituição na indústria e nos usuários dos seus produtos. Junto com estas ações uma outra iniciativa de grande importância, a curto prazo, é referente ao treinamento de técnicos em refrigeração para o adequado tratamento da recuperação e reciclagem dos CFCs nos sistemas existentes.

Foi criado na revisão do Protocolo de Montreal realizada em Londres, 1990, um Fundo Multilateral financiado pelos países desenvolvidos para auxiliar a implementação das medidas do Protocolo nos países em desenvolvimento. Estes recursos devem ser requeridos e a sua utilização deve ser feita da maneira mais eficiente possível. Para isso, é necessária uma integração entre Governo, Indústria e Comunidade Científica, de forma a evitar que a implementação do Protocolo de Montreal no Brasil signifique um aprofundamento da nossa dependência tecnológica.

Referências

- Assunção, J.V., 1990. "Efeitos Sobre o Meio Ambiente Resultantes da Redução da Camada de Ozônio," Anais do Seminário Nacional sobre Clorofluorcarbonos, São Paulo, Brasil.
- Assunção, J.V., 1987. "CFCs and Stratospheric Ozone" United States Environmental Protection Agency, EPA, Washington DC, USA.

- Doerr, R., et al., 1992. "Stability and Compatibility Studies of R-245ca, CHF₂-C₂-CH₂F, A Potential Low Pressure Refrigerant". Proceedings of the The 1992 International CFC and Halon Alternatives Conference, pp.147-152, Washington DC, USA.
- Krueger, M. e Driessen, J.L., 1992. "Desempenho de Refrigerantes Alternativos ao CFC-12 para Aplicação em Refrigeradores e Freezers". Anais do III Congresso Brasileiro de Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar, pp.33-36, São Paulo-SP, Brasil.
- Logsdon, P.B. et al., 1992. "Properties of a Zero ODP Azeotropic Refrigerant Blend, HFC-125/HFC-143a". Proceedings of the The 1992 International CFC and Halon Alternatives Conference, pp.47-54, Washington DC, USA.
- Marror, E., 1992. "Experimental Results of a Refrigerator Operated by a Rotary Stirling Cycle Cooling Unit". Proceedings of the The 1992 International CFC and Halon Alternatives Conference, pp.165-174, Washington DC, USA.
- Molina, M.J. e Rowland, F.S., 1974 "Stratospheric Sink for Chlorofluoromethanes: Chlorine Atom Catalysed Destruction of Ozone". Nature 249, pp.810-812.
- Molina, M.J. e Rowland, F.S., 1991a. "Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer. Report of the Technology and Economic Assessment Panel". United Nations Environment Programme, UNEP, Paris, France.
- Nagengast, B.A., 1989. "A History of Refrigerants," CFCs: Time of Transition. American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Inc., pp.3-15.
- Radermacher, R. e Jung, D., 1992a. "Theoretical Analysis of Replacement Refrigerants for R-22 for Residential Uses". United States Environmental Protection Agency, Washington DC, USA.
- Radermacher, R. e Jung, D., 1992b. "Experimental Investigation of R-22 Replacement Refrigerants in a Split-System Residential Air Conditioner". United States Environmental Protection Agency, Washington DC, USA.
- Radermacher, R. e Jung, D., 1991a "Technical Progress on Protecting the Ozone Layer-Refrigerating Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee". United Nations Environment Programme, UNEP, Paris, France.
- Radermacher, R. e Jung, D., 1991. "The Costs to Brazil of Complying with The Montreal Protocol". Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais e Renováveis, IBAMA, Brasília DF, Brasil.
- Zhu, M.S., 1992. "The Modeling Evaluation and Experimental Research on Domestic Refrigerators Using HFC-134a as a Refrigerant". Proceedings of the The 1992 International CFC and Halon Alternatives Conference, pp.197-204, Washington DC, USA.

Furação por Escoamento

Flowdrilling

Walter Lindolfo Weingaertner

João Carlos Oliveira Lopes

Ivan da Costa Pereira Filho

Eduardo Schroeder

Lab. Mec. de Precisão - Depto. de Engenharia Mecânica - UFSC
Cx. Postal 476 - 88040-900 Florianópolis - SC - Brasil

Abstract

This paper deals with the fundamentals of flowdrilling, as well as an analysis of the parameters that determine drilling conditions, axial forces and torque levels that act on the workpiece, in order to optimize the work conditions and to find out the various factors that affect this process.

Keywords: Flowdrilling, Metal Drilling, Process Optimization

Resumo

A furação por escoamento é um processo para trabalho em chapas metálicas finas, sendo um processo sem geração de cavacos. Os fundamentos do processo de furação por escoamento e os resultados obtidos em ensaios são analisados para verificação da influência de diversos fatores na otimização do processo.

Palavras-chave: Furação, Furação por Escoamento, Chapas Finas, Fundamentos, Otimização

Introdução

O processo de furação por escoamento teve início em 1923 na França, onde desenvolveu-se uma ferramenta para perfurar chapas finas de aço por escoamento devido ao atrito. Porém, no início houveram alguns obstáculos tanto econômicos como tecnológicos. Aproximadamente 60 anos depois, estes problemas foram solucionados pela disponibilidade de metal duro, pela otimização da geometria correta da ferramenta, bem como pela disponibilidade de máquinas apropriadas como retificadoras capazes de gerar a geometria complexa da ferramenta. A aplicação industrial, antes inviável, se deve ao maior conhecimento tecnológico do processo. Para muitas situações, no entanto, ainda se deve otimizar as condições de trabalho a fim de se ter uma aplicação mais abrangente.

A furação por escoamento é um processo de fabricação no qual uma ferramenta de metal duro é pressionada contra uma chapa metálica fina utilizando inicialmente forças de avanço elevadas e altas rotações. O atrito na região de contato faz com que a temperatura aumente, diminuindo a resistência à deformação do material da chapa. Produz-se então o furo na chapa metálica com a deformação plástica do material. Todo o material do furo se apresenta como uma rebarba que ascende e desce na periferia do furo.

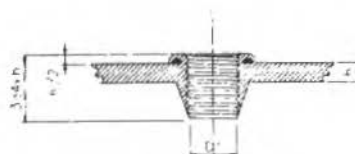


Fig. 1 Forma do furo com rosca gerado pelos processos

O emprego mais usual destas ferramentas é a fabricação de furos em chapas para a posterior obtenção de rosca de alta resistência através de uma ferramenta de rosquear por conformação (Fig. 1). No rosqueamento por conformação a principal vantagem em relação aos processos convencionais de rosqueamento está no fortalecimento do filete da rosca devido ao alto encruamento a que é submetido o material, além da não geração de cavacos.

As variáveis de entrada se compõem, assim como na furação, pela rotação e pelo avanço da ferramenta. O resultado de trabalho é analisado pela força de avanço e pelo momento torçor, bem como pela qualidade dos furos e rosca obtidos. Os ensaios realizados tem como objetivo determinar a trabalhabilidade dos materiais empregados, além da verificação da influência de diversos fatores para uma posterior otimização das condições de trabalho.

Processo de Trabalho

Furação por Escoamento

A ferramenta desenvolvida para o processo é de metal duro com alta resistência ao desgaste. A ponta da ferramenta é cônica e seu corpo cilíndrico. Na parte superior há um colarinho em forma de anel e a haste para fixação da ferramenta ao mandril (Fig. 2a).

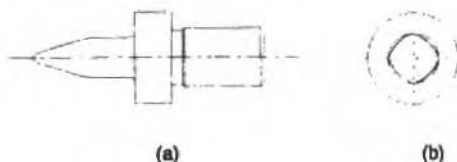


Fig. 2 Forma especial da ferramenta

Sua seção transversal, tanto da parte cônica como da cilíndrica, possui uma forma poligonal necessária ao processo de furação por conformação, como mostra a vista frontal da ferramenta (Fig. 2b).

As ferramentas disponíveis no mercado são classificadas em 3 tipos principais (longo, curto, super curto). O tipo longo produz um furo cilíndrico e possui um anel na parte superior que prensa o material ascendido da rebarba, formando um colar circular e plano.

O tipo curto é utilizado para confecção de furos a serem rosqueados por conformação. O furo tem a forma cônica, para que a ferramenta de conformação tenha um trabalho constante apesar da diminuição da espessura ao longo do furo (Fig. 3).

O tipo super-curto é mais usado em placas e tubos finos. O ângulo de ponta é maior, o que torna o comprimento da ferramenta menor.

Estas ferramentas também podem ser fabricadas com 2 formas especiais (plana e com ponta estriada). O forma plana apresenta dois gumes no colar, as quais cortam o acúmulo do material ascendido ao redor do furo. A rotação neste caso é diminuída de 50 a 70% (Fig. 4).

Na ferramenta com ponta estriada, duas ranhuras executam um corte radial que facilita seu uso em materiais revestidos, além de reduzir os valores de força de avanço e rotação necessária.

Parâmetros e Variáveis na Furação

Os parâmetros variáveis para o processo de furação por escoamento são a rotação e a velocidade de avanço. O material da peça, diâmetro do furo e forma geométrica da ferramenta são fatores que influenciam o processo de furação por escoamento. As várias fases do processo são caracterizadas pelas diferentes temperaturas, momento torçor e força de avanço.

Na fase inicial, devido às baixas temperaturas e pequeno diâmetro de contato, a força de avanço é máxima. Com o início da deformação, a ferramenta penetra no material e a temperatura aumenta. Com isso a força de avanço decresce gradualmente e a velocidade de avanço pode ser aumentada. A Fig. 5 caracteriza as fases do processo.

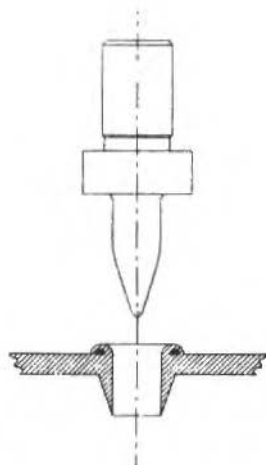


Fig. 3 Ferramenta curta

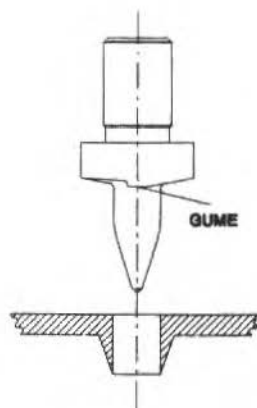
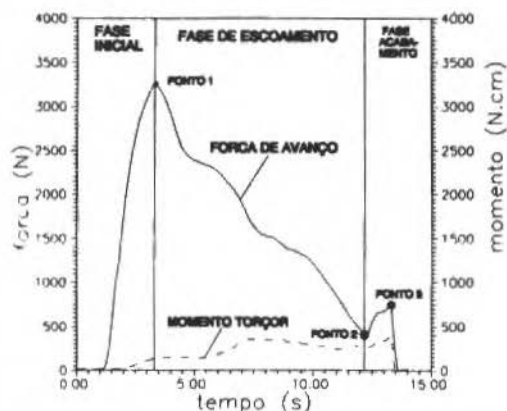


Fig. 4 Ferramenta curta plana

Fig. 5 Gráfico de F_f e M_t e fases do processo de furação por escoamento

As variáveis de entrada são a rotação (n) e o avanço (f). O avanço pode ser constante ou proporcional à força de avanço. Neste caso, ele é variável em cada uma das fases da furação (avanço manual). Como parâmetros variáveis temos a espessura da chapa, o diâmetro e a geometria da ferramenta, bem como o material empregado. A rotação (n) é dependente do material da peça e de sua resistência. Para materiais duros utilizam-se rotações mais altas, porém a vida da ferramenta é mais curta; materiais macios necessitam rotações mais baixas e menores forças de avanço. A espessura do material (h) é dependente do diâmetro da ferramenta e das características do material, porém na prática emprega-se a seguinte relação:

$$h_{\min} = 0,2 h_{\max}$$

(1)

A força de avanço (F_f) é diretamente proporcional ao diâmetro do furo. A potência (P) é proporcional ao diâmetro do furo, à rotação, à espessura do material, material da peça e às temperaturas envolvidas no processo.

Para que a ferramenta tenha uma longa vida útil deve-se evitar o aquecimento ou resfriamento rápido da ferramenta, pois o material da ferramenta é sensível a tensões térmicas. O assentamento da ferramenta sobre a peça deve ser feito com cuidado, pois o metal duro é relativamente frágil, bem como é importante que a máquina tenha uma rigidez radial para que não ocorram vibrações que possam acarretar a quebra da ferramenta. As superfícies da chapa devem estar limpas. Quando se trabalha a seco, forma-se sobre a ferramenta um fino filme de depósito de material da peça. Para evitá-lo, emprega-se fluido de corte. Quando aplicado uniformemente com quantidade suficiente, a deformação é uniforme e diminui a quantidade de calor transferida para a ferramenta, aumentando a sua vida útil.

Após o uso podem ocorrer pequenas incrustações do material da peça na superfície da ferramenta, prejudicando o processo e o acabamento superficial do furo.

Procedimento Experimental

Os ensaios foram realizados em chapas de aço 1020, com espessuras de 2 mm e 3 mm (Tabela 1).

Tabela 1 Características do corpo de prova

	Chapa 2 mm	Chapa 3 mm
Dureza Vickers	102 HV	120 HV
Dureza Rockwell	58 RB	69 RB
Tensão limite de resistência	358 MPa	318 MPa
Classificação ABNT	Número 3 1/4 dura	Número 4 mole

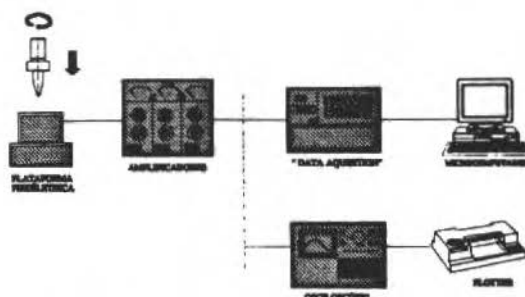


Fig. 6 Esquema de montagem do experimento

Na análise da força de avanço e momento torçor, foram utilizadas ferramentas tipo curta (ferr. 1) e curta plana (ferr. 2) de 7,3 mm de diâmetro (Figs. 3 e 4). Os ensaios de furação foram realizados em uma furadeira radial modelo CSEPEL 75/1500.

As rotações utilizadas foram: 792, 991, 1255, 1575 e 1965 rpm.

Os avanços utilizados foram: 0,047, 0,063, 0,094 mm/rot, bem como avanço manual.

Para medição da força de avanço e momento torçor, foi utilizado um dinamômetro piezelétrico modelo 9273 da Kistler, adaptado a um dispositivo de fixação da chapa metálica, amplificadores de carga modelo 5006 da Kistler e sistema de aquisição de dados HP-3497, conectados a um microcomputador HP-85 dotado de software para aquisição e processamento dos dados (Fig. 6).

Análise dos Resultados

Na furação por escoamento obtém-se um comportamento distinto da força de avanço, do momento torçor e do tempo de furação quando se trabalha com avanço automático ou avanço manual. Quando se trabalha com avanço automático a força de contato inicial (1ª fase) é maior que no avanço manual, em consequência de não haver um tempo suficiente para o aquecimento do material e o escoamento inicial se dá a frio. Com a penetração da ferramenta no material a força de avanço diminui como consequência do aumento do calor gerado pelo atrito (Fig. 7).

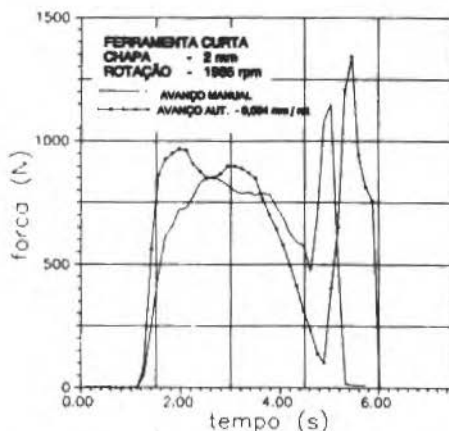


Fig. 7 Influência do avanço manual e automático na força de avanço

Um aumento na velocidade de avanço leva a um aumento da força máxima e a uma diminuição correspondente do tempo de fabricação (Fig. 8).

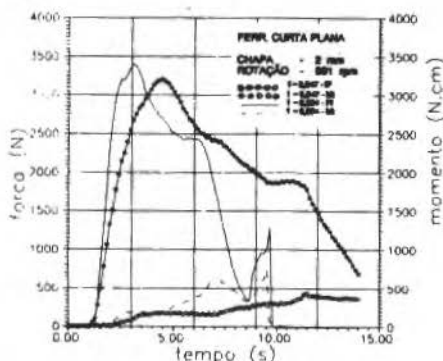


Fig. 8 Influência do avanço sobre a força de avanço

Para pequenas velocidades de avanço o tempo de contato na fase de escoamento aumenta, provocando um aquecimento mais acentuado da ferramenta, o que pode levar a uma diminuição da vida da mesma.

Nota-se que a ação do lubrificante utilizado é de fundamental importância para aumentar a vida da ferramenta, pois minimiza a formação de incrustações do material da peça na superfície da ferramenta. O momento torçor apresenta um comportamento semelhante na furação com avanço manual e automático, sendo que os maiores valores acontecem na fase final da furação. Para ferramentas curtas, onde temos uma deformação acentuada da rebarba superior, no final da fase de furação ocorrem os maiores valores de momento torçor (Figs. 8 e 9).

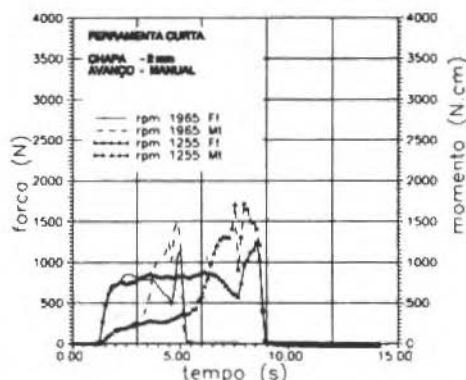


Fig. 9 Influência da rotação sobre o tempo de trabalho, força de avanço e momento torçor para ferramenta curta com avanço manual

O aumento da rotação leva a uma alteração da temperatura de contato, provocando uma diminuição da temperatura de trabalho na fase de escoamento. Tanto para os ensaios realizados com avanço manual quanto para avanços automáticos, não se verifica uma diminuição significativa da força de avanço durante a fase de escoamento. Na fase final de escoamento temos uma diminuição acentuada da força de avanço, sendo esta maior para rotações maiores (Figs. 9 e 10).

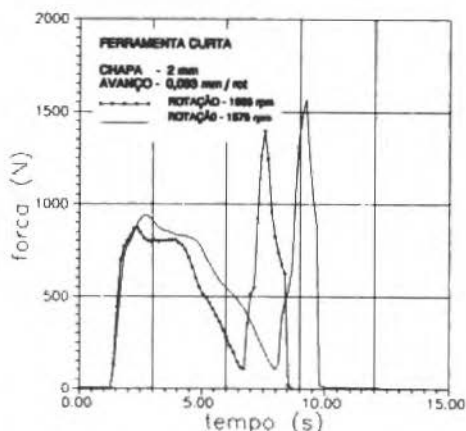


Fig. 10 Influência da rotação sobre a força de avanço com avanço automático

Para avanços automáticos observa-se que a rebarba inferior do furo rompe, sendo este rompimento mais acentuado para avanços grandes. Este fato é correlacionado com o pico de forças no início da fase de escoamento, pela temperatura muito baixa e consequente indeformabilidade do material da peça (Fig. 11)

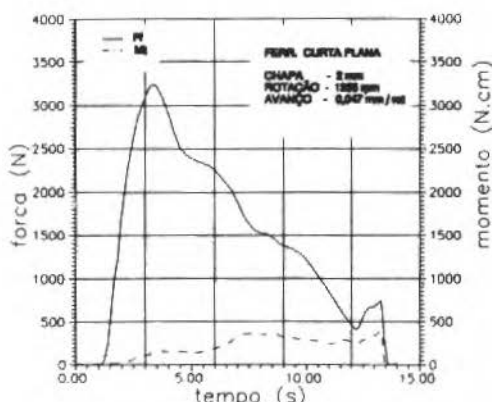


Fig. 11 Comportamento do processo para uma força de avanço elevada

Conclusões

Com a análise dos resultados obtidos nos ensaios realizados, verificou-se que há uma diferença principalmente nos valores de força de avanço, momento torçor e rotação para as ferramentas curta e curta plana utilizadas. A ferramenta curta necessita de menores forças de avanço e, na região de conformação da rebarba, o momento torçor sofre uma elevação acentuada devido a uma maior área de contato entre a peça e a ferramenta.

Na ferramenta curta plana utilizada, as forças de avanço são bem maiores devido ao ângulo da ponta da ferramenta maior e também devido à necessidade de trabalhar com menores rotações na fase de usinagem da rebarba. Com menores rotações o calor gerado por atrito é menor e o tempo de processo é maior. O momento torçor é menor na ferramenta curta plana que usina a rebarba superior.

Variações na rotação também têm grande influência, pois estão diretamente ligadas à geração do calor e consequentemente nas fases inicial e de escoamento do processo. Desta maneira, para menores rotações, são necessárias maiores forças de avanço iniciais, levando a um aumento na fase de escoamento e, consequentemente, um tempo total do processo maior.

Agradecimentos

- CAPES
- CNPq / RHAE - Mecânica de Precisão
- FLOWDRILL b.v. - Holanda

Referências

- Dekkers, J. D., 1988, "Flowdrilling a New Manufacturing Process", Flowdrill b.v., Utrecht, Holanda.
- Schroeter, R. B., Pauletti, M. C. et al., 1992, "Manual de Forças de Furação e Torneamento", UFSC, Florianópolis, LMP.
- Shikata, H., Wu, S. M., 1980, "An Experimental Investigation of Sheet Metal Drilling", Annals of the CIRP, Vol. 29, no. 1, pp. 85-88.
- Weingaertner, W. L., Lopes, J. C. O. et al., 1992, "Análise do Processo de Furação por Escoamento", UFSC, Florianópolis, LMP.

Desenvolvimento de um Sensor Mecânico para Medição da Agressividade de Rebolos

Development of a Mechanical Sensor for Measurement of Grinding Wheel Sharpness

Andréa Rosa R. Sanchez

João F. G. de Oliveira

Escola de Engenharia de São Carlos - USP

Luiz Eduardo de A. Sanchez

Faculdade de Engenharia e Tecnologia - UNESP/Bauru

Abstract

This work presents the development of a mechanical sensor prototype for measuring the sharpness or cutting ability of a grinding wheel during the process, through the friction coefficient. The sensor was actually built and tested, and the results are presented and analysed.

Keywords: Grinding, Grinding Wheel Sharpness, Mechanical Sensor

Resumo

Um dos problemas críticos do processo de retificação é a determinação da necessidade de dressagem do rebolo. Com o objetivo de resolver este grave problema, o protótipo de um sensor para medição da agressividade do rebolo através do coeficiente de atrito, em processo, é desenvolvido e testado. O desenvolvimento e resultados dos ensaios são apresentados neste trabalho.

Palavras-chave: Retificação, Drenagem do Rebolo, Sensor Mecânico

Introdução

Apesar da imprevisibilidade, o processo de retificação é um dos mais usados no acabamento final dos componentes de precisão.

Fatores como: características mecânicas e composição da peça; condições de trabalho e de dressagem; características topográficas do rebolo; estado da retificadora; entre outros, influenciam o desempenho do processo tornando-o imprevisível. (Keeg, 1983; Bianchi, 1990).

O desgaste e a dressagem alteram a topografia do rebolo, modificando parâmetros de saída da retificação como: força; rugosidade; integridade superficial e vida do rebolo.

Para usinar determinado volume de metal, o rebolo se desgasta até o chamado fim de vida, em que uma nova dressagem é necessária.

O desgaste do rebolo pode ser de dois tipos: desgaste volumétrico e perda da agressividade, dependendo da dureza do rebolo, das condições de retificação e das características da peça. Assim é necessário a determinação do fim de vida do rebolo, para se obter vantagens econômicas.

Na retificação com rebolo mole, dureza do ligante baixa ou velocidade do rebolo abaixo da especificada, os grãos tendem a se soltar e o desgaste volumétrico da superfície de corte atinge um valor limite que pode provocar erros de forma e variações dimensionais na peça, devido ao fim de vida ocorrer por perda da forma e/ou perfil do rebolo.

Na retificação com rebolo duro, a mais usada na fabricação de peças, os grãos tendem a se desgastar ou fraturar ocasionando perda de agressividade com conseqüente aumento na força e temperatura de corte. Assim o fim da vida do rebolo ocorre por queima e/ou trinca superficial; aumento da rugosidade e/ou dos erros dimensionais, devido as deformações na estrutura da retificadora.

O objetivo deste trabalho é propor, desenvolver e testar o protótipo de um sensor mecânico capaz de medir o estado de afiação do rebolo rapidamente, durante o processo de fabricação, através do coeficiente de atrito na superfície do rebolo.

Presented at the 12th ABCM Mechanical Engineering Conference, Brasília, D.F., December 7-10, 1993.

Technical Editor: Walter Lindolfo Weingaertner

Avaliação Topográfica de Rebolo

Um dos problemas críticos da operação de retificação é a identificação da necessidade de dressagem do rebolo, ou seja, avaliação da topografia do rebolo. Diante deste grave problema as empresas foram obrigadas a estabelecer padrões para a dressagem. O padrão pode ser um número de peças por dressagem ou a observação do processo por um operador experiente, capaz de detectar a ocorrência de uma rejeição. Estes padrões são falhos; no primeiro caso a variação do sobremetal e a composição do rebolo fazem com que seja variável o número de peças aprovadas, o segundo caso envolve rejeição de peça, que não é desejável.

As condições topográficas do rebolo são representadas por parâmetros como densidade e grau de afiação dos grãos. O controle da topografia pode ser entendido por: medição das condições topográficas durante o processo e conseqüente avaliação da necessidade de nova dressagem ou pelo controle das condições de dressagem para obtenção das características topográficas desejadas.

Através de um sistema de monitoramento das características topográficas do rebolo em processo, capaz de reconhecer a agressividade da ferramenta, pode-se indicar o momento apropriado a dressagem; tornando o processo mais previsível, viabilizando a otimização e até mesmo a automação do processo de retificação.

Avaliação em Processo do Estado de Afiação do Rebolo através do Coeficiente de Atrito

Provavelmente a idéia do sensor de coeficiente de atrito surgiu ao observar operadores experientes em retificação, que normalmente tocam a ponta do dedo na superfície de corte do rebolo, em velocidade de trabalho, para sentir a capacidade de corte do rebolo.

O sistema proposto é uma otimização do sistema desenvolvido no Japão, por Nakayama e Takagi em 1980. A Fig. 1 mostra o esquema do sistema desenvolvido pelos pesquisadores.

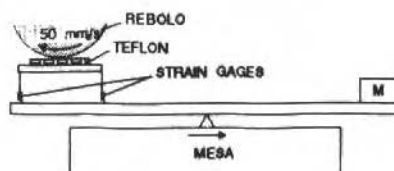


Fig. 1 Sistema para o teste do coeficiente de atrito entre o Teflon e o rebolo (Nakayama e Takagi, 1980)

Uma placa de teflon é pressionada contra a superfície do rebolo em movimento sob força constante, em uma balança. A placa de teflon é apoiada sobre duas lâminas onde estão posicionados dois "strain-gages" que medem o deslocamento das lâminas, através da deformação provocada pela força de atrito entre o teflon e a superfície do rebolo. O material escolhido, o teflon, apresenta baixo coeficiente de atrito, não interferindo nos ensaios; ou seja o rebolo apenas desliza sobre o teflon, como no dedo do operador. Pela medição do coeficiente de atrito e das forças iniciais de retificação para várias condições de dressagem do rebolo são obtidos os resultados da Fig. 2.

Na usinagem o rebolo se desgasta, perde afiação, as forças de corte aumentam e o coeficiente de atrito decresce. A boa correlação entre as forças de corte e o coeficiente de atrito medido; e ainda, os bons resultados no controle da perda de agressividade da superfície de corte do rebolo é visto na Fig. 2.

Apesar dos resultados positivos, o sistema tem duas grandes desvantagens na medição em processo. A primeira é a necessidade de se mover a mesa, para posicionar a placa de teflon sob o rebolo e assim garantir que a área de contato entre eles permaneça constante e a segunda está na necessidade de se abaixar a velocidade do rebolo, no teste, para 50 mm/s; devido a pouca rigidez da balança e a sensibilidade do sistema, o que inviabiliza a utilização do método em processo.

Para resolver estas duas desvantagens, em 1984, Nakayama e Takagi, propõem um sistema com apalpador de teflon rotativo e medem o coeficiente de atrito com auxílio de um pequeno gerador de energia elétrica ligado ao eixo do disco, como mostra a Fig. 3.

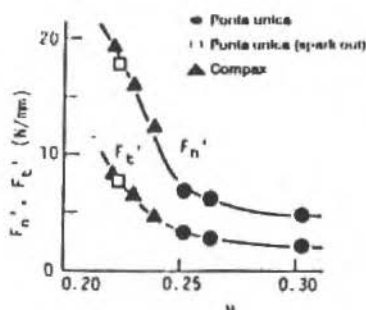


Fig. 2 Relação entre forças de retificação e coeficiente de atrito para diversas condições de usinagem (Nakayama e Takagi, 1980)

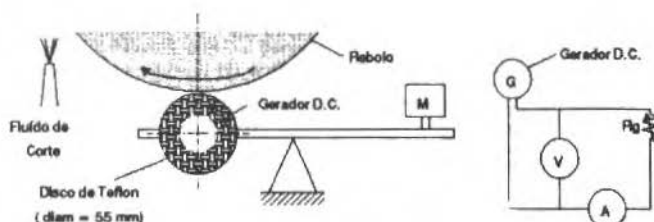


Fig. 3 Sistema de medição do coeficiente de atrito através do disco rotativo (Nakayama et al, 1984).

Com este sistema é novamente verificada a boa correlação entre o coeficiente de atrito medido e as forças de retificação, assim como os bons resultados para o controle da perda da agressividade.

Após o desenvolvimento de várias versões do sistema com disco rotativo, a idéia foi abandonada, pois apesar dos bons resultados com relação a avaliação da agressividade pelo coeficiente de atrito, os resultados não são satisfatórios; devido aos desgastes sofridos pelos componentes do sistema.

A partir dos resultados obtidos em 1984, por Nakayama e Takagi, procura-se otimizar o sistema, objetivando tornar viável a medição com velocidades usuais de usinagem.

O protótipo inicialmente desenvolvido, procura minimizar o desgaste do apalpador de teflon e medir a interação com o rebolo, somente em regime de atrito, ou seja somente quando não há remoção de cavaco da peça.

Para que a medição seja feita apenas em regime de atrito deve-se determinar a Pressão Crítica de Corte, ou seja, pressão abaixo da qual não há remoção de cavaco, apenas deslizamento do apalpador de teflon sob o rebolo. No teste de pressão crítica o desgaste foi medido para diversas pressões de contato, pela velocidade de penetração do rebolo no teflon. A pressão crítica dada pela regressão linear dos pontos obtidos no teste, corresponde ao ponto onde a velocidade de desgaste é igual a zero, como visto na Fig. 4.

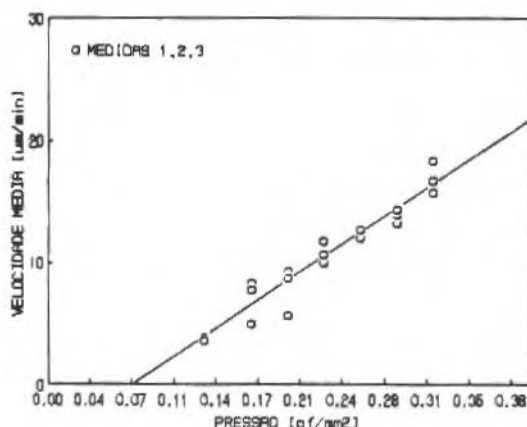


Fig. 4 Determinação da pressão crítica de corte para o Teflon (Almeida, 1989)

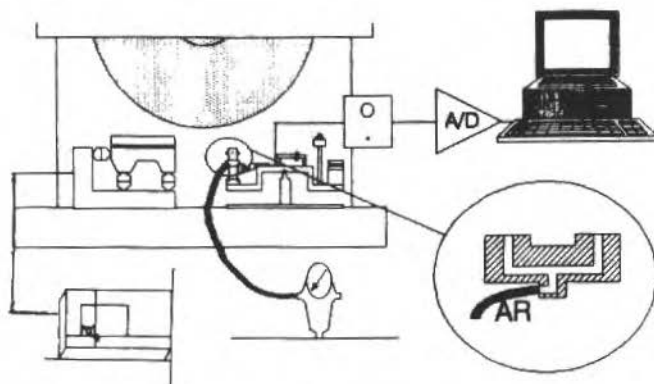


Fig. 5 Protótipo final e banco de ensaios

O valor da P_c é $0,06 \text{ gf/mm}^2$, este é um valor muito baixo, obtido por uma força normal baixa e, portanto, a força de atrito medida será baixa. Por isso o sistema deve possuir baixa rigidez na direção horizontal.

No protótipo inicial, o princípio da balança de Nakayama e Takagi (1980) é mantido, altera-se a forma do apalpador de teflon, que permanece em contato direto com o rebolo, sob força normal constante. A forma do apalpador é modificada para aumentar a área de contato com o rebolo e assim obter baixas pressões de contato (próximas a P_c), pequena taxa de desgaste do teflon e forças normais maiores, conseqüentemente forças de atrito maiores. A medição do deslocamento das lâminas, feita no início por "strain-gages" é realizada por um transdutor do tipo ótico, o "opto-switch". O "opto-switch" é ligado a um circuito elétrico que transforma o deslocamento das lâminas, ou seja, o sinal do "opto-switch" em voltagem. Este sinal é transmitido a uma placa A/D de um micro-computador que através de um "software" desenvolvido para este fim, apresenta os resultados, em forma de gráficos do ensaio com todas as condições de usinagem e relaciona a agressividade com o coeficiente de atrito, indicando o momento da dressagem.

Após alguns testes realizados com o protótipo inicial, verificou-se ainda desgaste excessivo do teflon e vibrações no sistema. Para solucionar este problema desenvolve-se um novo protótipo, mostrado na Fig. 5.

Para minimizar o desgaste do teflon, são usinados orifícios na superfície da sapata de teflon e injetado ar sob pressão controlada.

A injeção de ar é baseada no princípio do "bearing ratio" (relação de mancais), onde o ar funciona como um colchão de amortecimento, diminuindo o desgaste do teflon e as vibrações, não permitindo também que a temperatura elevada na peça, provoque aderência do teflon (empastamento) no rebolo.

Verifica-se, na Fig. 6, que ao injetar ar a diferença do coeficiente de atrito entre um rebolo gasto e um rebolo agressivo é maior, uma vez que no caso do rebolo gasto a ação do mancal aerostático é amplificada pelo aumento da área real de contato. Assim a sensibilidade do sistema é amplificada.

$$B_{ro} = \frac{l_i}{L} \quad (1)$$

Além dos componentes descritos, o banco de ensaios é composto de um dinamômetro para controle das forças de corte durante os ensaios e um plotter para registrá-las.

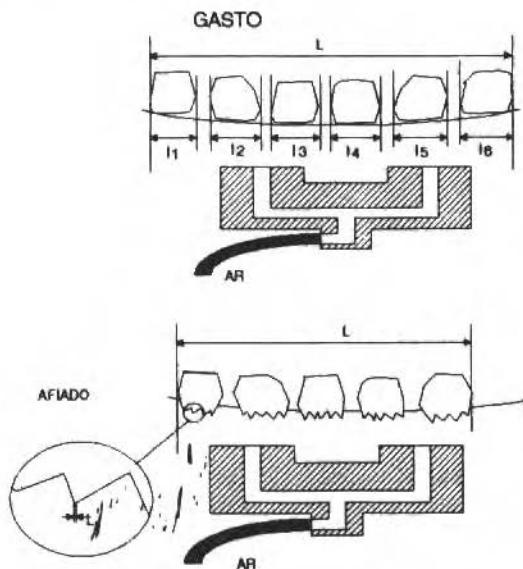


Fig. 6 Princípio da relação de mancais para o rebolo gasto e afiado

Devido ao comportamento do sinal do sensor de força de atrito, o "software" desenvolvido cria um parâmetro denominado fator de agressividade (Ag). Na Fig. 7 é apresentado o gráfico de um ensaio. Se o rebolo tem agressividade maior o sinal do deslocamento apresenta um valor médio maior, assim como a dispersão também é maior em torno da média. O parâmetro Ag é o resultado do produto da média ($\bar{x}$) pelo desvio padrão (σ) do sinal do sensor de atrito, durante o tempo de medição.

$$Ag = \bar{x} \cdot \sigma \quad (2)$$

O parâmetro Ag amplia a sensibilidade do sistema pela adição dos dois efeitos ($\bar{x}, \sigma$)

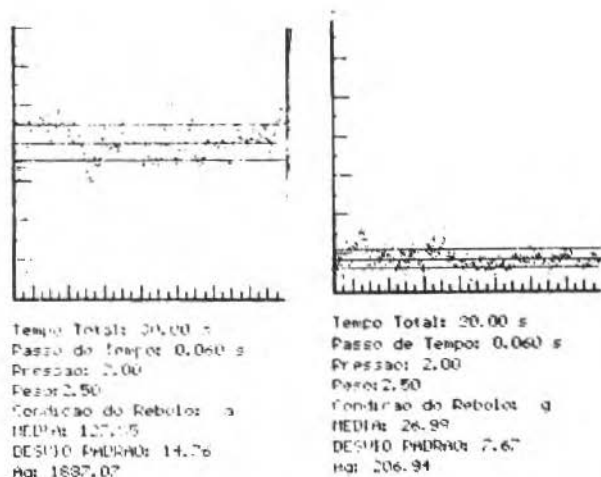


Fig. 7 Gráfico de um ensaio, medindo-se o fator Ag para um rebolo afiado e um rebolo gasto

Resultados Experimentais e Discussões

As Figs. 8(a) e 9(a) mostram o resultado da medição do coeficiente de atrito e forças de usinagem em processo; para um rebolo de óxido de alumínio e várias condições de dressagem, Ud. As Figs. 8(b) e 9(b) mostram a relação entre a força normal de retificação e o parâmetro Ag, para o rebolo acima citado.

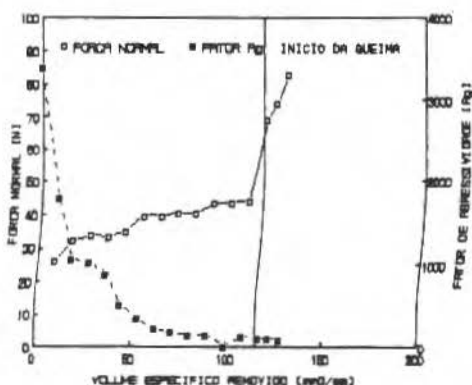


Fig. 8(a) Resultado obtido na medição do coeficiente de atrito e forças de usinagem em processo

Em ambas as condições de dressagem: dressagem fina, Ud = 5,0 e dressagem grossa, Ud = 3,5; para o rebolo grana 46 nas Figs. 8(a) e 9(a), respectivamente, observa-se a boa correlação entre o fator Ag e a força normal de corte, principalmente para valores de alta agressividade (baixa força).

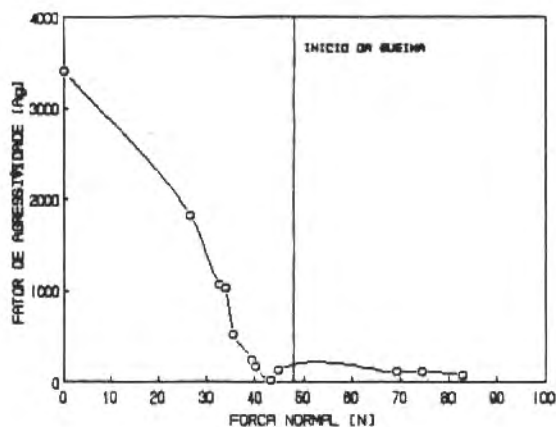


Fig. 8(b) Relação entre força normal de retificação e o parâmetro Ag

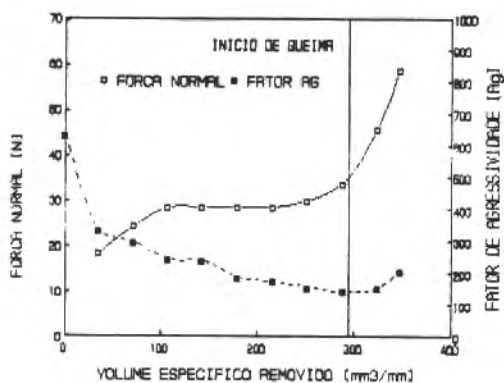


Fig. 9(a) Resultado obtido na medição do coeficiente de atrito e forças de usinagem em processo

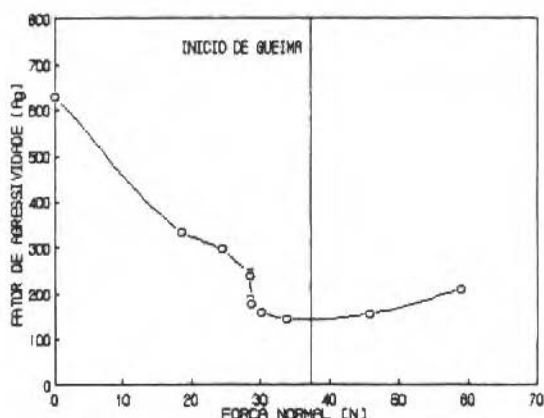


Fig. 9(b) Relação entre força normal de retificação e o parâmetro Ag

Nas Figs. 8(b) e 9(b) observa-se que a variação do parâmetro Ag é maior para menores forças de corte (rebolo agressivo).

Conclusões

O coeficiente de atrito é um bom parâmetro para a avaliação da agressividade em processo, pois possui boa correlação com o fator de agressividade; além de ser um parâmetro independente das condições de usinagem.

O sistema proposto apresenta boa correlação entre fator de agressividade e forças de corte; conseqüentemente o coeficiente de atrito também possui esta boa correlação.

O fator de agressividade decresce com o estado de afiação do rebolo, ou seja a medida que o rebolo perde a agressividade, as forças de corte aumentam e o fator Ag diminui até um ponto de mínimo, como pode ser visto nos gráficos apresentados, a partir deste mínimo volta a crescer, juntamente com as forças de corte e a ocorrência da queima da peça.

O momento apropriado da dressagem deve ser logo após o ponto de mínimo do Ag, pois as forças de corte ainda são aceitáveis e a queima da peça não ocorreu.

Após o ponto de mínimo Ag, este volta a crescer pela vibração do sistema, provocada pela aderência do teflon no rebolo devido ao aumento da temperatura na peça.

O sistema é muito sensível ao acúmulo de impurezas, grãos abrasivos e cavacos do próprio processo e de perturbações externas. Assim são necessários maiores desenvolvimentos para solução dos problemas ainda existentes.

Em um próximo passo o sistema deve ser aperfeiçoado para que possa ser utilizado com fluido refrigerante.

Devem ser realizados testes com outros tipos de rebolo e condições de dressagem.

Referências

- Almeida, H.J.D., Oliveira, J.F.G., 1989, "Desenvolvimento de um Sensor Mecânico para Medir Eficiência de Corte de Rebolos", Congresso de Iniciação Científica e Tecnológica em Engenharia, 8º. São Carlos, p.256.
- Bianchi, E. C., 1990, "Ação das Condições de Dressagem na Vida de Rebolos na Retificação de Precisão", São Carlos, Escola de Engenharia-USP 116p. Dissertação de Mestrado apresentada a EESC - USP.
- Kegg, R. L., 1983, "Industrial Problems in Grinding". *Annals of the Cirp*, v. 32, nº 02, p.559 -561.
- Nakayama, K., et al., 1980, "Sharpness Evaluation of Grinding Wheel Face by the Coefficient of Friction" International Conference on Production Engineering, 4º, Tokyo, p.606 - 611.
- Nakayama, K., Takagi, J., Fukuda, T., 1984, "Process Measurement of Grinding Wheel Sharpness", International Conference on Production Engineering, 5º, Tokyo, p.294 - 299.
- Oliveira, J.F.G., 1988, "Análise da Ação do Macroefeito de Dressagem de Rebolos no Desempenho do Processo de Retificação", Tese de Doutorado apresentada a Escola de Engenharia de São Carlos - USP.
- Oliveira, J.F.G., Bianchi, E. C., Souza, G. F., 1992, "O Desempenho de Rebolos pode ser Controlado pela Dressagem", *Máquinas e Metais*, nº 317, p.12 - 25.

Avaliação das Características dos Ensaios de Usinabilidade de Curta Duração na Usinagem de Ferros Fundidos Nodulares com Diferentes Teores de Cobre

Short-Time Machinability Tests Evaluation for Nodular Cast-Irons with Different Metallurgical Additions of Copper

Lamartine Bezerra da Cunha

Departamento de Engenharia Mecânica - F. E. - U.S.F.
13.250-000 - Campus - Itatiba - SP

Abstract

The characteristics of the variables used to determine the machinability indexes and the influence of tool materials in two short-time tests: the Renault-Mathon test, normalized in the French norm AFNOR NF A03-654 and the test based in the velocity limit of face-turning (V_{LF}) were studied. The tests were carried in cutting nodular cast-irons with different metallurgical additions of copper and correlations with themselves and mechanical properties were established.

Keywords: Machinability Indexes, Short-Time, Modular Cast-Irons

Resumo

Neste trabalho foram avaliadas as características das variáveis de referência utilizadas na determinação dos índices de usinabilidade e a influência do material da ferramenta durante a execução de dois ensaios de curta duração: o ensaio Renault-Mathon, normalizado pela norma francesa AFNOR NF A03-654 e o ensaio baseado na velocidade limite de faceamento (V_{LF}). Os ensaios foram realizados em ferros fundidos nodulares com diferentes adições de cobre e efetuaram-se correlações entre os índices obtidos para os dois ensaios e com as propriedades mecânicas do material ensaiado.

Palavras-chave: Usinabilidade, Ensaios de Curta Duração, Ferros Fundidos Nodulares

Introdução

Do ponto de vista prático, um ensaio de usinabilidade deve ser preciso, ter boa reprodutividade, ser fácil de executar, requerer poucos equipamentos de medição, consumir a menor quantidade possível de material e ferramentas, demandar pouco tempo e conseqüentemente apresentar um baixo custo.

Dentre os ensaios que atendem aos requisitos citados no todo ou em parte estão os principais ensaios de curta duração, entre eles:

- Ensaio de faceamento Renault-Mathon
- Ensaio com variação da velocidade por incrementos
- Ensaio baseado na medição da temperatura de usinagem através do termopar peça-ferramenta
- etc.

Na literatura, detecta-se uma preocupação muito grande em procurar estabelecer-se correlações entre os ensaios de curta duração e os de longa duração baseado na determinação da velocidade para uma certa vida. O objetivo deste trabalho é ampliar o conhecimento dos ensaios de usinabilidade de curta duração utilizando-os para determinar a usinabilidade de ferros fundidos nodulares com diferentes teores de cobre. Para viabilizar o trabalho, procurou-se simplificar a quantidade de ensaios bem como as variáveis do material. Selecionaram-se dois ensaios, o ensaio de Renault-Mathon e o ensaio baseado na medição da temperatura de usinagem (ensaio V_{LF}).

Descrição dos Ensaio

Ensaio Renault-Mathon

Consiste em facear um disco a partir de um furo central de diâmetro D_1 com rotação e avanço constantes até um diâmetro D onde ocorre um recuo efetivo da ponta da ferramenta de 0,2 mm, segundo ilustra a Fig. 1.

O diâmetro em referência é denominado $D_{0,2}$ e serve como referencial para o cálculo do índice de usinabilidade.

O procedimento sugerido por Mathon (1972) e normalizado pela AFNOR (1975) prevê o seguinte:

- Dimensões mínimas do corpo de prova: $D_2 = 20$ mm e espessura $e = 6$ mm
- O diâmetro $D_{0,2}$ será medido com o auxílio de um relógio comparador acoplado ao carro transversal do torno. Deslocando-se o carro transversal, quando o comparador indicar 0,2 mm significa um desvio no perfil usinado correspondente a um recuo de 0,2 mm da ponta da ferramenta e neste instante tem-se no dial do fuso do carro transversal o valor $0,5 \times D_{0,2}$.

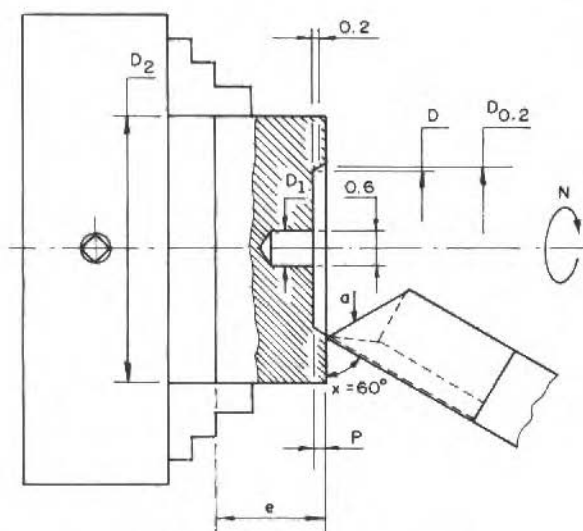


Fig. 1 Esquema do ensaio Renault-Mathon

Os valores adotados para D_2 e espessura, foram respectivamente 60 e 25 mm.

O diâmetro do furo central D_1 foi padronizado em $6,0 \pm 0,1$ mm e a profundidade de corte $p = 1,0$ mm com um valor de avanço livre. Adotou-se um avanço de 0,021 mm/volta.

A norma padroniza também o material e geometria da ferramenta. O material deve ser um aço-ferramenta 10006 da norma francesa NFA 35-551 correspondente ao aço SAE 52100. A geometria da ferramenta pode ser observada na Fig. 2.

O material da ferramenta deve ser temperado e revenido para uma dureza de 59 a 61 Rc.

Com o objetivo de verificar a influência do material da ferramenta no ensaio utilizou-se também o aço rápido VK10N da Villares (denominado de ferramenta F_1) além do sugerido pela norma (denominado de F_2).

O ensaio deve ser executado até que ocorra a destruição da aresta cortante da ferramenta. Um número de pelo menos 3 ensaios com rotações diferentes deve ser realizado obtendo-se para cada um o valor $D_{0,2}$.

Colocando-se os resultados em um diagrama di-log obtém-se uma reta que expressa:

$$\log(D_{0,2}) = f(\log N) \quad (1)$$

ou ainda,

$$(D_{0,2}) N^m = \text{constante} \quad (2)$$

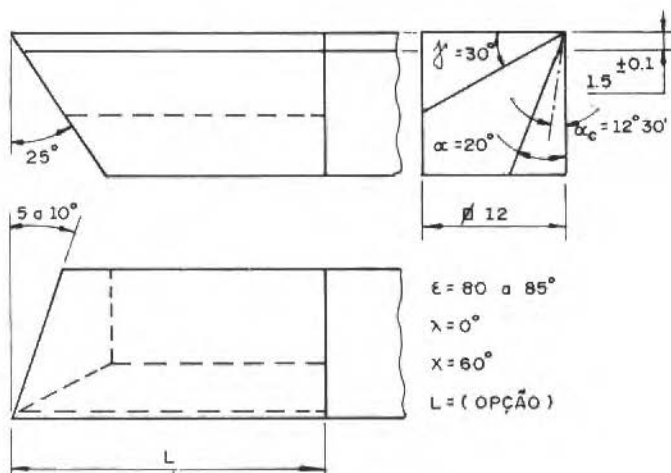


Fig. 2 Geometria da ferramenta utilizada no ensaio Renault-Mathon

Com o auxílio da expressão 2 é possível fazer a determinação do diâmetro $D_{0,2}$ para qualquer valor de rotação N através de regressão linear.

Segundo Mathon (1972) e Mathon et al (1976), a rotação de referência para o cálculo do índice de usinabilidade deveria ser $N = 350$ rpm, por apresentar uma melhor correlação com o índice V_{90} com coeficiente de correlação = 0,90. Considerando o caso dos aços e ferros fundidos cinzentos o valor de (m) estaria entre 0,9 e 1,0.

Murry (1975) relata boas correlações conseguidas entre ensaios de longa e curta duração como os de faceamento tipo Mathon.

Robelet et al. (1979) efetuou comparações do ensaio Mathon com rotações 350 e 700 rpm e o índice V_{60} de longa duração e encontrou os coeficientes de correlação 0,92 e 0,94, respectivamente, mostrando uma melhor correlação para a rotação 700 rpm.

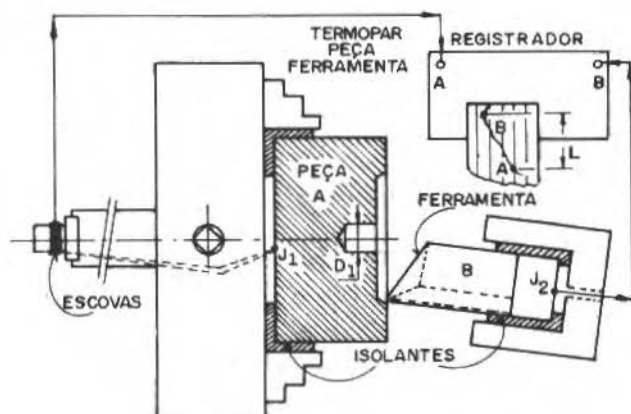
O índice de usinabilidade obtido neste ensaio é calculado por:

$$IU = \frac{D_{0,2} \text{ do material ensaiado}}{D_{0,2} \text{ do material padrão}} \cdot 100\% \quad (3)$$

Apesar da preocupação demonstrada na obtenção da correlação entre os ensaios de curta e longa duração é importante ressaltar a citação do autor (1991) quanto às diferenças entre os ensaios e que o índice de usinabilidade depende de uma série de variáveis.

Ensaio V_{LF}

Este ensaio baseia-se no método de medição da temperatura de usinagem através do termopar peça-ferramenta durante a execução do ensaio Mathon, Fig. 3.

Fig. 3 Esquema do ensaio V_{LF} Fig. 4 Registro típico da temperatura de usinagem obtido durante o ensaio V_{LF}

O ensaio foi proposto por Roumésy (1976) que o utilizou inicialmente com o objetivo de acompanhar a evolução do desgaste da ferramenta e propor um modelo para o cálculo. Após verificar a boa correlação que o método apresentava, vários pesquisadores passaram a utilizá-lo.

Como já foi comprovado anteriormente pelo autor (1985), o sinal da força eletromotriz gerada apresenta uma excelente repetibilidade. Roumésy propôs o cálculo de uma velocidade com base no sinal da Fem gerada, como ilustrado na Fig. 4.

A velocidade em questão é a "velocidade limite de faceamento" ou V_{LF} que é a velocidade na qual ocorre a falha da ferramenta, sendo determinada a partir do gráfico. O ponto A denota o início do ensaio, em B ocorre uma súbita elevação da temperatura caracterizando a destruição da aresta cortante.

O comprimento L corresponde ao percurso de avanço para o caso em que a velocidade de avanço e do papel são iguais. Considerando a velocidade do papel = V_p , Roumésy sugere o seguinte cálculo para V_{LF} :

$$V_{LF} = \pi N \times 10^{-3} \left(2L \frac{aN}{V_p} + D_1 \right) \quad (4)$$

Na expressão o valor entre parêntesis representa o diâmetro onde ocorre a destruição da aresta cortante.

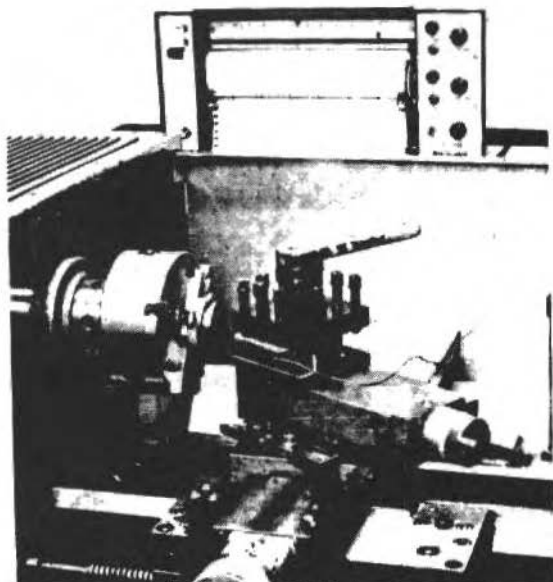


Fig. 5 Foto de execução do ensaio V_{LF}

A velocidade V_{LF} também poderia ser calculada como indicado:

$$V_{LF} = N \times 10^{-3} (2aNt_c + D_1) \quad (5)$$

Comparando-se as expressões 4 e 5 verifica-se que:

$$t_c = \frac{L}{V_p} \quad (6)$$

O índice de usinabilidade calculado em função da velocidade V_{LF} é função da rotação utilizada no ensaio e esta rotação deverá ser especificada. O índice é obtido com o auxílio da expressão 7 a seguir:

$$IU = \frac{V_{LF} \text{ do material ensaiado}}{V_{LF} \text{ do material padrão}} \cdot 100\% \quad (7)$$

Ferros Fundidos Ensalados

Para avaliação dos índices de usinabilidade, foram utilizados ferros fundidos nodulares brutos de fusão com distinções nos teores de cobre em 3 faixas assim especificadas: zero, 0,34 e 0,70% de cobre e denominados respectivamente de 1, 2 e 3. As propriedades mecânicas destes materiais estão na Tabela 1.

Tabela 1 Propriedades mecânicas dos ferros fundidos ensalados

Ferros fundidos	% de cobre	Dureza Brinell N/mm ²	Lim de resistência N/mm ²	Variações (%)		Estrutura da matriz
1*	0	1627	483	100	100	Ferrít.
2	0,34	1921	560	118	116	Perlít.
3	0,7	2440	740	150	153	Perlít.

*Padrão tomado como referência

rotações utilizadas nos ensaios

Em razão da utilização de dois materiais de ferramentas diferentes não foi possível usar uma mesma faixa de rotação. Em vista dos testes prévios efetuados foram escolhidas as rotações seguintes:

- ferramenta F₁: 1000, 1250 e 2000 rpm
- ferramenta F₂: 630, 800 e 1000 rpm

Resultados e Análises

Considerando que os ensaios foram repetidos pelo menos três vezes, os valores apresentados a seguir são médias obtidas onde os coeficientes de dispersão em torno da média variou da seguinte forma no valor médio:

- Ensaio Mathon: 3,8% e 7,2% para F₁ e F₂
- Ensaio V_{LF}: 4,8% e 4,4% para F₁ e F₂

A Tabela 2 apresenta os resultados do ensaio Mathon (valores de D_{0,2}), enquanto a Tabela 3 mostra as velocidades V_{LF} calculadas através das expressões 4 e 5. Analisando-se os resultados do ensaio Mathon, verifica-se que a determinação dos diâmetros D_{0,2} através da expressão 2 logaritimada apresentam precisões muito boas, acima de 95% para as suas ferramentas.

Tabela 2 Valores de D_{0,2} obtidos nos ensaios (mm)

F ₁ Mat.	Rotações de referência			Coef. de correl.	Precisão %	Coef. m	Rotações índice		
	1000	1250	2000				350	700	1000
1	53,9	45,5	31,8	1,0000	100	0,761	120	71	54
2	41,9	32,0	23,4	0,987	95	0,813	95	54	40
3	36,6	30,1	20,0	1,0000	100	0,872	91	50	37
F ₂	630	800	1000						
1	46,0	37,0	30,5	1,0000	100	0,890	78	42	31
2	40,0	33,0	24,5	0,990	97	1,06	76	37	25
3	37,0	30,0	22,0	0,991	97	1,12	73	34	22

Os índices de usinabilidade obtidos apresentam, em consequência, uma confiança > 95% e isto significa um bom percentual em ensaios experimentais.

Com relação aos coeficientes (m) os valores estão fora da faixa referida por Mathon (1976) que seria 0,9 a 1,0. Esta diferença seria possivelmente atribuída ao tipo de estrutura do material, nódulos de grafita.

Tabela 3 Valores de V_{LF} calculados em função do valor (L) obtidos nos gráficos (m/min)

F_1 Mat.	Rotações de referência			Coef. de correl.	Precisão %	Rotações índice		
	1000	1250	2000			350	700	1000
1	135	154	172	0,960	91	118	130	135
2	118	122	133	1,000	100	108	113	118
3	97	101	110	0,998	98	89	93	97
F_2	630	800	1000					
1	83	88	93	0,991	97	76	85	93
2	77	79	87	0,972	93	68	78	87
3	70	72	74	0,999	99	67	70	74

Uma análise da Tabela 3 revela que a extrapolação dos valores de V_{LF} numa regressão linear para determinação de velocidades em 350 e 700 rpm foi executada com precisão inferior ao do ensaio Mathon. Considerando valores médios, a precisão média para o ensaio Mathon alcançou 98% contra 96% do V_{LF} .

Os 2% abaixo não invalida as comparações que serão feitas posteriormente. Com base nas Tabelas 2 e 3 foram determinados os índices de usinabilidade para as rotações 350, 700 e 1000 rpm, mostrados na Tabela 4.

Tabela 4 Índices de usinabilidade para diversas rotações e ferramentas

Índices de usinabilidade Mathon (5)						
RPM Mat.	Ferramenta F_1			Ferramenta F_2		
	350	700	1000	350	700	1000
1*	100	100	100	100	100	100
2	79	76	75	98	87	82
3	76	71	68	88	80	74
Índices de usinabilidade V_{LF} (%)						
Mat.	Ferramenta F_1			Ferramenta F_2		
	350	700	1000	350	700	1000
1*	100	100	100	100	100	100
2	92	87	87	89	92	94
3	76	72	72	88	83	79

*Material tomado como padrão de usinabilidade

Analisando-se a Tabela 1, encontra-se uma excelente correlação entre a dureza e o limite de resistência para os ferros fundidos ensaiados, $r = 0,997$ e deste modo será utilizado apenas a dureza para correlacionar com os índices de usinabilidade.

Observando-se as correlações obtidas com a dureza verifica-se que o ensaio V_{LF} apresenta valores maiores que o ensaio Mathon e ainda, em F_1 os valores decrescem de 350 para 1000 rpm, em F_2 o comportamento é inverso.

No ensaio Mathon há uma inversão total dos comportamentos mostrando a sensibilidade e característica própria de cada ensaio com a variável de referência para o cálculo do índice de usinabilidade e o material da ferramenta. Apesar disto, são encontradas boas correlações entre os dois ensaios:

Rotações	350	700	1000
Ferramenta F1	0,83	0,92	0,94
Ferramenta F2	0,814	0,986	0,90

As correlações entre os ensaios mostram uma tendência de crescimento de 350 para 1000 rpm, ou seja, os valores interpolados estão sujeitos a erros maiores, quando comparados ao valor ensaiado (1000 rpm).

Relação com a vida da ferramenta no ensaio V_{LF}

Considerando a expressão 6 que determina o tempo de corte (t_c), é possível construir um gráfico semelhante ao de Taylor ($\log T = \log K - x \log v$). No caso, ter-se-ia:

$$\log t_c = \log K - x \log V_{LF} \quad (8)$$

A Fig. 6 mostra o gráfico obtido com o auxílio da expressão 8 e os resultados do ensaio V_{LF} .

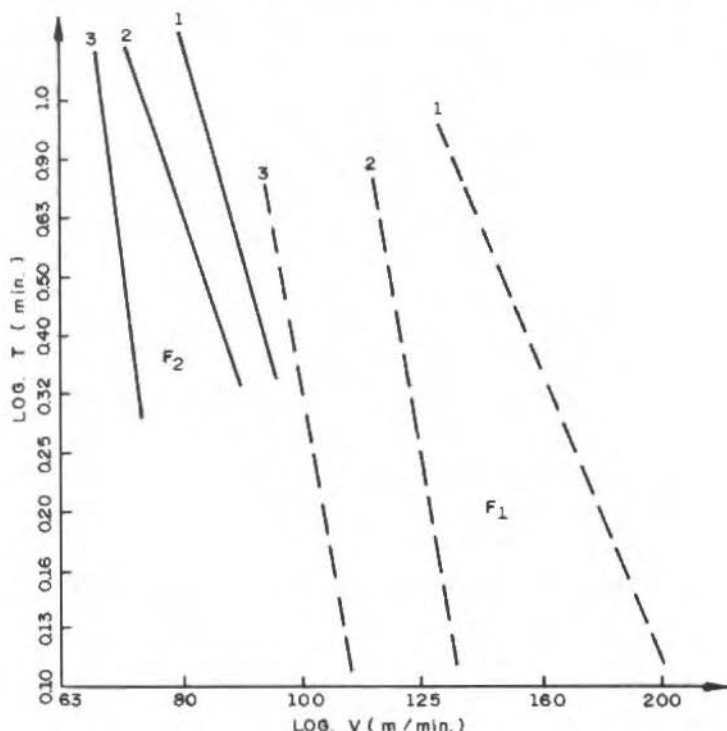


Fig. 6 Curvas de vida obtidas no ensaio V_{LF}

Uma análise da Fig. 6 revela que valores interpolados obtidos através das retas podem conduzir a erros muito grandes em razão das inclinações das retas e justificadas pela aceleração ocorrida no ensaio.

Conclusões

- Os ensaios de usinabilidade de curta duração do tipo Mathon e V_{LF} podem ser utilizados para determinar a usinabilidade com um nível de confiança > 95%.
- A padronização de ensaios de usinabilidade não invalida os ensaios executados com outros parâmetros desde que sejam mantidos constantes em uma determinada série de ensaios.
- A utilização de ferramentas de aço-rápido em ensaios de curta duração do tipo Mathon é desvantajosa porque eleva a faixa de rotações utilizadas nos ensaios. É preferível usar materiais de menor durabilidade ou vida como aços ferramentas comuns tipo SAE 52100.
- A rotação de referência para o cálculo do índice de usinabilidade no ensaio Mathon pode ser diferente de 350 rpm sem que isto invalide o ensaio. É preferível que seja um valor dentro da faixa de rotações adotadas.
- A preocupação em correlacionar o ensaio de curta duração com o de longa duração nem sempre é justificada em razão das discrepâncias possíveis de ocorrerem nas comparações. O exemplo disto é a análise da Fig. 6.
- A usinabilidade dos ferros fundidos ensaiados mostrou que a adição de cobre crescente nos mesmos é causa da redução da usinabilidade e acréscimo da dureza.

Referências

- AFNOR, 1975, "L'Association Française de Normalisation. Méthodes de Contrôle de L'Usinabilité par Tournage des Aciers Destinés au Décolletage et des Aciers de Construction L'Aide D'Outils en Acier Rapide", Norme NF A03-654, AFNOR, Paris, França, 11 p.
- Cunha, L. B., 1984, "Influência da Adição de Cobre nos Ferros Fundidos Nodulares Hipereutéticos sobre a Usinabilidade e Propriedades Mecânicas", Tese de Doutorado, FEC 118/84, UNICAMP, Campinas, SP, 248p.
- Cunha, L. B., 1985, "Proposta de um Índice de Usinabilidade Baseado na Temperatura de Usinagem", Anais do 8º Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, pp. 769-772, S. J. dos Campos, SP.
- Cunha, L. B., 1991, "Usinabilidade, Critérios e Ensaios", Revista Projeções, vol.9, nos. 1/2, pp. 29-49, Bragança Paulista, SP.
- Loria, E. A., 1954, "Machinability and Microstructure of Cast Irons", The A.F.S. Transactions, vol. 62, pp. 163-175.
- Mathon, P., 1972, "Essais de Coupe Accélérés", Compte Rendu de Contrat R.N.U. RENAULT/D.G.R.S.T., pp. 16/26, Paris, França.
- Mathon, P. e Grecit, M., 1976, "Usinage des Fontes et Alliages, Quels Critères Retenir?", Hommes et Fonderie, pp. 9-17.
- Murry, G., 1975, "Participation de La Siderurgie Française Au Choix des Méthodes de Contrôle de L'Usinabilité par Tournage et La Préparation de La Norme NF A03-654", Centre Technique pour L'Utilisation de L'Acier O.T.U.A., Paris, França, 20p.
- Robelet, M. e Odin, G., 1973, "Étude Comparée de Deux Tests Rapides d'Usinabilité, Correlation avec les Résultats d'Essais de Longue Durée", Revue de Métallurgie, pp. 1021-1032.
- Roumésy, B., 1976, "Les Essais Accélérés en Tournage", Machine Outil, no. 333 a 335, pp.151-155 / 143-148 / 115-121.
- Roumésy, B. et Bedrin, C., 1979, "Méthodes D'Essais Rapides pour la Détermination de La Tenue de Coupe des Outils", Laboratoire d'Etude des Procédés de Fabrication, Dept. G.M.C., I.N.S.A., Lion, França, 20p.

Uma Revisão sobre Ferramentas de Diamante Monocristalino para Usinagem de Ultraprecisão

Review of Monocrystalline Diamond Tool Technology for Ultraprecision Machining

Renato G. Jasinevicius

Arthur J. V. Porto

Benedito M. Purquério

Jaime G. Duduch

Escola de Engenharia de São Carlos - USP
São Carlos - SP

Abstract

The objective of this paper is the review of recent trends in single-point diamond cutting tools, covering the literature from the 1980-1992 period. A brief discussion is done on the situation of this technology in Brazil.

Keywords: Ultraprecision, Machining, Diamond Tool, Review

Resumo

O propósito deste trabalho é apresentar uma revisão sobre recentes tendências em pesquisas com ferramentas monocortantes de diamantes monocristalino em usinagem de ultraprecisão. O período que abrange essa revisão é 1980-1992. Uma breve discussão sobre a situação do Brasil em relação a esse tipo de tecnologia é feita.

Palavras-chave: Usinagem, Ultraprecisão, Ferramentas, Diamante, Revisão

Introdução

Ferramentas de diamante monocristalino com geometria definida são necessárias na usinagem de superfícies ópticas, as quais necessitam de um super acabamento para proporcionar um alto grau de refletividade.

A tecnologia de corte de ultra-precisão de metais tem atraído o interesse tanto da indústria como de pesquisadores. O torneamento com diamante é a técnica onde se utiliza uma ferramenta especial monocortante de diamante numa máquina ferramenta de precisão, especialmente projetada, para dar acabamento em superfícies metálicas sob condições precisamente controladas de máquina e ambiente (Ikawa et al, 1987).

As máquinas ferramentas utilizadas nesse processo são de importância fundamental, tendo estas alcançado níveis elevados de desempenho através de avanços científicos e de engenharia. Estas máquinas são normalmente dotadas de mancais aerostáticos, guias hidrostáticas assim como de sistemas pneumáticos para isolamento de vibrações e devem operar em ambientes com temperatura e umidade controladas.

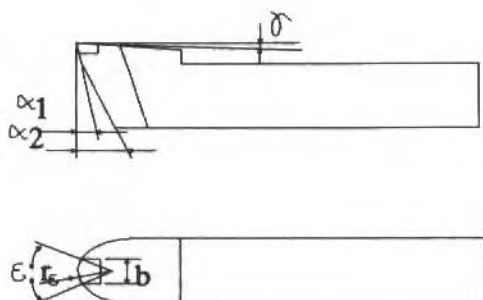
O projeto, manufatura e o uso de ferramentas monocortantes de diamante, parecem ainda depender de regras e conhecimentos empíricos. Embora, em termos de aplicações comuns na indústria, estas regras pareçam ser suficientes, existe uma necessidade urgente de um maior entendimento científico de ferramentas monocortantes de diamante visando o desenvolvimento de uma tecnologia mais avançada para um futuro próximo (Ikawa et al, 1988), (Brookes e Brookes, 1991).

Projeto de Ferramentas de Diamante

Recentemente uma atenção especial tem sido voltada para ferramentas monocortantes de diamante para a usinagem de ultra-precisão, onde acabamentos superficiais da ordem de 10 nm são substanciais (Ikawa et al, 1987).

Com o intuito de compatibilizar a qualidade de ferramentas de diamante com máquinas ferramentas altamente desenvolvidas, e ao mesmo tempo satisfazer as exigências de um ferramental mais avançado para um futuro próximo, tem-se procurado adotar uma aproximação científica para o projeto e manufatura de ferramentas de diamante de alta qualidade.

A geometria da ferramenta é descrita pelos termos e parâmetros representados na Fig. 1 (König et al, 1991).



r_e	Raio de ponta
b	Largura da aresta cortante
α_1	Ângulo de folga
α_2	Ângulo de folga extra
γ	Ângulo de saída
ϵ	Janela de aresta cortante

Fig. 1 Ferramenta monocortante de diamante: termos, parâmetros e geometria.

Ikawa e Shimada (1977) apresentam um estudo muito abrangente sobre ferramentas de diamante para usinagem de ultra precisão, que propõe parâmetros de projeto para aresta cortante no corte de precisão de metais, a saber: afiação da aresta, rugosidade da aresta, afinidade com outros materiais e resistência da aresta. Esses pesquisadores também apresentam um trabalho (Ikawa e Shimada, 1982) que contribui para o conhecimento das propriedades de resistência do diamante e oferece subsídios para o projeto de uma ferramenta com a propriedade de anti-lascamento ("anti-chipping") da aresta cortante. A tensão efetiva no diamante, sendo este um material tipicamente frágil, mostrada através do teste de indentação Hertziana o qual é realizado com vários indentadores em diversos corpos de prova com diferentes orientações, é a tensão normal aos planos (111) do cristal, $\alpha(111)$; este critério consegue explicar muito bem a anisotropia e o efeito tamanho ("size effect"). Num trabalho mais recente, Ikawa et al (1987) descrevem alguns tópicos sobre as características da aresta cortante, tais como: a significância da aresta de corte, resistência da aresta e o desgaste. Bex (1975) apresenta um trabalho onde se discute ferramentas de diamante para torneamento.

Propriedades do Diamante como Material para Ferramentas

A resistência do diamante é a questão de maior relevância quando se tem como objetivo a máxima confiabilidade da aresta de corte da ferramenta. Através da utilização do teste de fratura de Hertz auxiliado por técnicas de emissão acústica com indentadores com diversos raios de ponta, as características de resistência do diamante foram investigadas sob o critério de fratura e considerando-se o efeito tamanho ("size effect") em superfícies polidas de diamante (Ikawa e Shimada, 1982); (Ikawa e Shimada, 1985).

O plano (111) no diamante é altamente resistente ao desgaste em todas as direções sendo preferido como face de trabalho, porém deve-se lembrar que este também é um plano de clivagem, ou seja, a ruptura neste plano ocorre com baixa energia. Devido à estrutura cristalográfica do diamante, sua resistência à fratura e ao desgaste é diferente em diferentes planos. A Fig. 2 (Ikawa et al, 1988) mostra a probabilidade de fratura $G(Po)$ como função da pressão de contato no início da trinca Po nos planos (111), (110) e (100) num corpo de prova de diamante durante o teste de Hertz(1). Como mostra a Fig. 2, para cada plano diferentes curvas $G(Po)$ - Po são obtidas do mesmo corpo de prova. Isso mostra um tipo de anisotropia (Ikawa e Shimada, 1982).

A resistência do diamante também depende do tamanho da indentação - o efeito tamanho - (Ikawa e Shimada, 1982) (Ikawa e Shimada, 1985). A Fig. 3 (Ikawa et al, 1988) mostra que a tensão normal crítica aplicada no teste de Hertz para formação de uma trinca anular é inversamente proporcional ao raio do indentedor. A resistência à fratura do diamante atinge o nível de 20 GN/m² com um tamanho de trinca de poucos microns.

A resistência medida através do teste de Hertz também é afetada pela condição da superfície do corpo de prova. Quanto melhor for o polimento da superfície maior será a sua resistência, como mostra a Fig. 3, provavelmente por causa da menor possibilidade de existência de microtrincas ou asperezas da superfície, induzidas por processos anteriores ao polimento, as quais reduzem a resistência consideravelmente. (Ikawa et al, 1988)

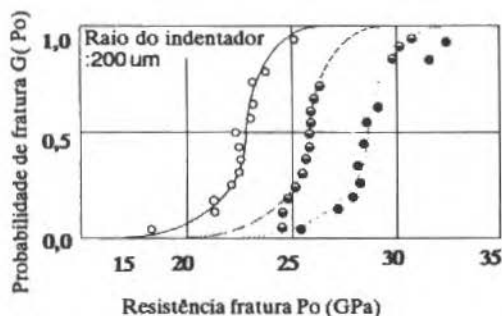


Fig. 2 Probabilidade de fratura no teste de Hertz em superfícies dos corpos de prova (Ikawa et al, 1988)

Desgaste da Aresta Cortante do Diamante

Muita atenção tem sido dispensada com relação ao desgaste das ferramentas de diamante. A durabilidade ou estabilidade da aresta de corte é uma exigência comum para qualquer tipo de material para ser usado como ferramenta. Pode-se dizer que o desgaste nas ferramentas de diamante é uma consequência de uma combinação de mecanismos que ocorrem durante o processo de usinagem, tais como adesão, abrasão e efeitos triboquímicos e tribotérmicos (Evans, 1991). Hurt e Decker (1984) avaliam os principais mecanismos de desgaste de ferramentas monocortantes de diamante, mostrando que a anisotropia das propriedades mecânicas do diamante da forma como estas estão relacionadas ao desgaste da ferramenta e à qualidade superficial gerada pode ser utilizada com vantagens no campo do torneamento com diamante. Wilks e Wilks (1972) e Seal (1958) fizeram estudos sobre a resistência ao desgaste por abrasão do diamante e concluíram que o mecanismo térmico tem a maior influência no desgaste do diamante com pó de diamante. Crompton et al. (1973) investigaram o desgaste do diamante durante o atrito contra materiais mais dúteis, isso levou os autores a concluir que existe uma variação considerável na resistência ao desgaste por abrasão o qual pode acompanhar mudanças na direção da abrasão e mudanças na orientação da face testada. Esse trabalho mostrou que quando essa dureza do material usinado é suficientemente grande, a tensão de tração que age no diamante alcança a tensão de fratura, e o desgaste torna-se mais acentuado.

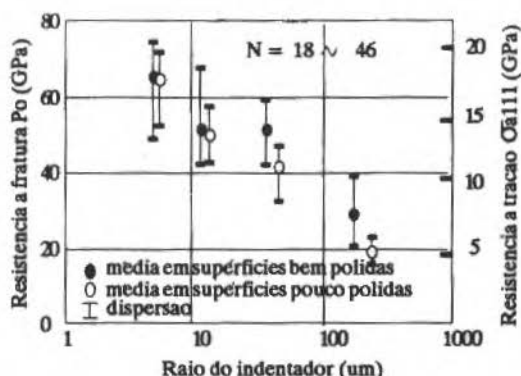


Fig. 3 Propriedades de resistência Hertziana do diamante em superfícies bem e pouco polidas em função do raio ponta (Ikawa et al, 1988)

Estudos relacionados ao desgaste por atrito do diamante também foram realizados. O diamante apresenta um coeficiente de atrito extremamente baixo (Enamoto e Tabor, 1981). Enamoto e Tabor (1981) estudaram a anisotropia do atrito do diamante e mostraram que a anisotropia do atrito é em grande parte devida a danos superficiais e sub-superficiais produzidos nas direções preferenciais pelo processo de escorregamento quando a pressão de contato excede um valor crítico. Casey e Wilks (1973) realizaram experimentos sobre o atrito em diamante, medido em função da carga aplicada, da direção de escorregamento e do grau de lubrificação da superfície mostrando várias características bem definidas de atrito de diamante no diamante confirmando que uma superfície polida de diamante também apresenta uma superfície áspera característica de materiais frágeis. Uegami e Tamamura (1991), utilizando-se do método de Mercator para designar as orientações cristalográficas das ferramentas de diamante, avaliam as forças de corte e o desgaste da ferramenta com 4 tipos de ferramentas tendo estas uma combinação de faces de saída nos planos (100) ou (110) e direção da aresta de corte $\langle 100 \rangle$ ou $\langle 110 \rangle$ respectivamente, quando da usinagem de uma liga AISi hiper eutética mostrando que o coeficiente de atrito nos planos (100) e (110) tornam-se mínimas na direção $\langle 100 \rangle$, e máximas na direção $\langle 110 \rangle$.

O desgaste da aresta cortante de diamante pode ser classificado em dois tipos: um devido ao atrito e outro devido a microfratura por clivagem (Ikawa et al, 1988). Através de observações detalhadas do desgaste de ferramentas de diamante, utilizando um microscópio eletrônico, Keen (1971) mostrou que não pode ser observado outro mecanismo de desgaste devido a processos mecânicos.

A geometria da ferramenta e os efeitos de desgaste durante o torneamento com diamante monocristalino são descritos por Parker et al (1990). Os resultados demonstraram que a compensação de raio circular limita sua aplicação a ferramentas com ângulos de saída muito evidentes como é o caso de ferramentas para corte de germânio. A máxima compensação controlável de abertura é de 25° .

A resistência à fratura e ao desgaste de uma ferramenta dependem da orientação cristalográfica da aresta cortante de diamante em relação à peça-obra. Wong (1981), descreve o comportamento do desgaste de ferramentas de diamante durante a usinagem de precisão em altas velocidades. Nesse estudo ele mostra que não existe uma diferença significativa na vida útil da ferramenta com a face de folga no plano (100) e (110). Oomen e Eisses (1992), procuraram estabelecer as variações e as taxas de desgaste de vários tipos de diamantes, cortando diversas amostras de Alumínio, Cobre e Níquel ("electroless nickel"). É interessante ressaltar que foram encontrados padrões de desgaste muito característicos para os três tipos de metal. O alumínio causa o arredondamento ("rounding") da aresta cortante e o desgaste da face de folga, o Cu causa o "pitting" e o Ni causa o lascamento ("chipping") da

aresta da ferramenta. Além disso, eles fazem um estudo sobre a influência da orientação cristalográfica nas características de corte, chegando a diferenças em características de desgaste para materiais diferentes.

A microfratura e o desgaste da aresta cortante tem grande influência na rugosidade superficial (Wada et al, 1980). O perfil da superfície usinada é basicamente composto pela repetição do perfil da ferramenta transferido no plano normal à direção do corte (Ikawa e Shimada, 1977). O processo de transferência do perfil será afetado por um fenômeno interfacial complicado e não claramente identificado entre a aresta cortante e o material de trabalho, ou seja, este depende de uma afinidade interfacial (Ikawa e Shimada, 1977). Mesmo que haja uma irregularidade muito pouco perceptível na aresta cortante, devido a micro cavacos ou a partículas aderentes, isso pode causar danos a superfície usinada.

O diamante apresenta uma perda de peso considerável devido à oxidação ou grafitização, quando exposto a altas temperaturas. As ferramentas de diamantes apresentam um severo desgaste após o corte de alguns tipos de materiais especialmente os metais ferrosos e vidros ópticos (Hobert, 1990). A incapacidade de cortar metais ferrosos resulta da reação química entre o diamante e o carbono na presença de oxigênio (Hobert, 1990). Esta reação causa a grafitização, a qual rapidamente destrói a aresta cortante da ferramenta de diamante. Da mesma forma, vidros ópticos também apresentam o mesmo tipo de problema, uma vez que, pode haver uma reação química do silício contido no vidro com o carbono do diamante formando um carbetto de silício (Hobert, 1990). Já foi ressaltado por Casstevens (1983) que em atmosfera saturada de CH_4 o desgaste da ferramenta de diamante foi reduzido durante o corte do aço. Evans et al (1991), apresentam algumas observações, sobre o desgaste de ferramentas de diamante no torneamento de aço inoxidável. Estes resultados podem confirmar que existe um processo termoquímico de desgaste da aresta cortante de diamante. Portanto, a afinidade do diamante com o material de trabalho pode ter uma função importante nesse processo (Tanaka et al, 1981). Recentemente, têm-se publicado trabalhos apresentando análises quantitativas de desgaste. Syn et al (1986) conduziram testes prolongados de desgaste durante o torneamento com ferramenta monocortante em níquel eletrolítico ("electroless nickel"), mostrando a progressão da rugosidade da superfície usinada versus a distância de corte.

Conclusões

Recentemente, algumas aproximações científicas das propriedades do diamante como um material para ferramenta de corte de alto desempenho foram iniciados. No entanto, o projeto, manufatura e o uso propriamente dito de ferramentas de diamante ainda estão dependendo de regras empíricas na maioria dos casos. Métodos quantitativos e qualitativos para seleção de ferramentas de corte de diamante foram propostos (Decker et al, 1984), (Hurt e Showman, 1986), utilizando-se de técnicas tais como microscopia eletrônica, raios-X, etc. Em termos de afiação, rugosidade, afinidade e resistência da aresta cortante, a ferramenta de diamante é considerada como a que possui maior potencial para usinar superfícies metálicas com uma precisão de ordem nanométrica, quando utilizada numa máquina-ferramenta e sob condições apropriadas. Os mecanismos de desgaste receberam, sob um ponto de vista microscópico, grande atenção por parte de pesquisadores nos últimos anos. Análises quantitativas de desgaste de ferramenta já foram reportados.

No Brasil ainda não foram desenvolvidos estudos relacionados a ferramentas de diamante. Espera-se que isso possa ser revertido em pouco tempo conseguindo-se despertar maior interesse por parte das indústrias e centros de pesquisa que se utilizam desse tipo de ferramental.

Referências

- Bex, P. A., Jan. 1975, "Diamond Turning Tool", *Industrial Diamond Review*, pp.11-18.
- Brookes, C. A., Brookes, E.J., 1991, "Diamond in Perspective - a Review of Mechanical Properties of Diamond", *Diamond and Related Materials*, Vol.1(1):13-17.
- Casey, M., Wilks, J., 1973, "The Friction of Diamond Sliding on Polished Cube Faces of Diamond", *J. Phys. D: Appl. Phys.*, Vol.6, pp.1772-1781.
- Casstevens, J. M., 1983, "Diamond Turning of Steel in Carbon Saturated Atmospheres", *Precision Engineering*, Vol.5(1):9-15.

- Crompton, D., Hirst, W., Howse, M. G. W., 1973, "The Wear of Diamond", Proc. Royal Soc. (London), A.333, pp.435-454.
- Decker, D. L., Hurt, H. H., Dancy, J. H. e Fountain, C. W., 1984, "Preselection of Diamond Single Point Tools", Proc. SPIE, Vol.508, pp.132-139.
- Hurt, H. H., Showman, G. A., 1986, "Wear Test of a Preselected Diamond Tool", Proc. of the SPIE, Vol.676, pp.116-126.
- Enamoto, Y., Tabor, F. R. S. D., 1981, "The Frictional Anisotropy of Diamond", Proc. Royal Soc. (London), A.373, pp.405-417.
- Evans, C., 1991, "Cryogenic Diamond Turning of Stainless Steel" Annals of the CIRP, Vol.40(2): 571-575.
- Evans, C. J., Lundin, R. L., Polvani, R. S., Stewart, D. D., 1991, "Some Observations on Tool Wear in Single Point Diamond Turning of Stainless Steel", in Seyfried, P., et alli, Progress in Precision Engineering, Proc. of the 6th Int. Prec. Eng. Seminar, 2nd Int. conf. on UP in Manuf. Eng., Braunschweig, Germany, ed. Springer-Verlag, pp.392-402.
- Hoibert, H. C., 1990, "Single-Point Diamond Machining and Grinding", The Photonics Design and Appl. Handbook, pp.H342-H343.
- Hurt, H. H., Decker, D. L., 1984, "Tribological Considerations of the Diamond Single-Point Tool". Proc. of the SPIE, Vol.508, pp.126-131.
- Hurt, H.H., Showman, G.A., 1986, "Wear Test of a Preselected Diamond Tool", Proc. of the SPIE, Vol.676, pp.116-126.
- Ikawa, N., Shimada, S., Ohmori, G., May 1988, "Recent Trends in Diamond Tool Technology", in Ultraprecision in Manufacturing Eng. - Proceedings of the International Congress for UPT, Aachen/FRG, ed. by Weck, M., Hartel, R, Springer-Verlag, pp.126-142.
- Ikawa, N., Shimada, S., 1977, "Cutting Tool for Ultraprecision Machining", Proc. 3rd ICPE, Kyoto, pp.357-365.
- Ikawa, N., Shimada, S., 1982, "Microfracture of Diamond as Fine Tool Material ", Annals of the CIRP, Vol.31(1): 71-74.
- Ikawa, N., Shimada, S., Morooka, H., 1987, " Technology of Diamond Tool for Ultraprecision Metal Cutting", Bull. Japan Soc. of Prec. Eng., Vol.21(4), 233-238.
- Ikawa, N., Shimada, S., 1985, "Non-Destructive Strength Evaluation of Diamond for Ultraprecision Cutting Tool". Annals of the CIRP, Vol.34(1).
- Keen, D., 1971, "Some Observations on the Wear of Diamond Tools used in Piston Machining", Wear, 17, pp.195-208.
- König, W., Weck, M., Speranth, N., Luderich, J., 1991, "Diamond Machining Technology", (tutorial), 6th Int. P.E. Sem., Braunschweig, 96p.
- Oomen, J. M., Eisses, J., 1992, "Wear of Monocrystalline Diamond Tools During Ultraprecision Machining of Nonferrous Metals", Precision Engineering, Vol.14(4):206-218.
- Parker, R. A., Hedges, A. R., Holt, D. J., Myler, J. K., 1990, "Tool Geometry and Wear Effects in Diamond Turning", Proc. of the SPIE, Vol.1320, (Infrared technology and applications), pp.341-352.
- Seal, M., 1958. "The abrasion of diamond". Proc. Roy. Soc. (London), A, Vol.248, pp.379-393.
- Syn, C.K., Taylor, J.S., Donaldson, R.R., 1986. "Diamond tool wear vs. cutting distance on electroless nickel mirrors". Proc. of the SPIE, Vol.676, pp.128-140.
- Tanaka, T., Ikawa, N., Tsuwa, H., 1981, "Afinity of Diamond for Metals", Annals of the CIRP, Vol.30(1): 241-245.
- Uegami, K., Tamamura, K., 1991, " Consequence of Orientation on the Single Crystal Diamond Cutting Tool". in Seyfried, P., et alli, Progress in Precision Engineering, Proc. of the 6th Int. Prec. Eng. Seminar, 2nd Int. conf. on UP in Manuf. Eng., Braunschweig, Germany, ed. Springer-Verlag, pp.392-402.
- Wada, R., Kodama, H., Nakamura, K., Mizutani, Y., Shimura, Y., Takenaka, N., 1980, "Wear Characteristic of Single Crystal Diamond Tool", Annals of the CIRP, Vol.29(1): 47-52.
- Wilks, E. M., Wilks, J., 1972, "The Resistance of Diamond to Abrasion". J. Phys. D: Appl. Phys., Vol.5, 1902-1919.
- Wong, C. J., 1981, "Fracture and Wear of Diamond Cutting Tools ", Trans. of the ASME, J. Engineering Materials and Technology, Vol.103, pp.341-345.

Abstracts

Zampieri, D. E. and Rill, G., 1993, "Comfort and Safety Optimization of an Agricultural Tractor", RBCM - J. of the Braz. Soc. Mechanical Sciences, Vol. 15, n. 4, pp. 318-323.

The dynamics of an agricultural tractor with a suspended front axle and an elastically mounted rear implement was investigated. It was shown that the combination of two separately optimized systems does not guarantee a good performance. Only the optimization of the complete system yields a perfect dynamic behaviour.

Keywords: Agricultural Tractor, Dynamics, Comfort, Safety, Optimization

Freitas Filho, F. L. and Espíndola, J. J., 1993, "Vibration and Noise Control by Beamlike Dynamic Neutralizers", RBCM - J. of the Braz. Soc. Mechanical Sciences, Vol. 15, n. 4, pp. 324-331.

The theory of the equivalent generalized quantities to simple dynamic absorbers is presented. According to this theory the equations of the compound system can be written in term of the main system only. This concept is expanded to beamlike dynamic vibrations absorbers. The necessary generalized quantities matrices and also the general equation of the compound system are obtained. An example is shown and the numeric results are discussed and compared with another previous publication.

Keywords: Vibration Control, Noise Control, Beamlike Dynamic Neutralizers

Rachid, F. B. F. and Mattos, H. C., 1993, "On the Modelling of Pressure Transients in Damageable Pipings", RBCM - J. of the Braz. Soc. Mechanical Sciences, Vol. 15, n. 4, pp. 332-341.

In this paper it is investigated the suitability of the low Mach number assumption for pressure transient models which account for the damageable behavior of the pipewall. The analysis is carried out based on the eigenvalue problem associated to the governing equations, without having to appeal to any explicit representation of the constitutive relations for the pipe material. Numerical results obtained for the most used pipe materials show that this simplifying assumption is valid for metallic tubes, but may fail if plastic tubes are considered.

Keywords: Pipings, Pressure Transients, Modelling, Damageable Behaviour

Lépore Neto, F. P. and Araújo, C. A., 1993, "Vibration Control of Flexible Rotors by External Magnetic Forces", RBCM - J. of the Braz. Soc. Mechanical Sciences, Vol. 15, n. 4, pp. 342-349.

A method to control the vibration level of a rotating machine, using nonlinear magnetic forces, acting radially on the rotor, is studied. The mathematical model for the magnetic pull is obtained using magnetic circuit theory equations assuming small gaps. The rotor dynamic model is generated by the Transfer Matrix Method. The complex eigenvalues of the homogeneous gyroscopic system are calculated using the polynomial method. The steady-state response in the time domain is obtained by numerical integration, using a fourth-order Runge-Kutta technique. By selecting the magnetic force amplitude, frequency and the point of application on an unbalanced rotor, the vibration level is reduced up to 85%. A significant reduction is obtained even when the control force frequency is greater than the rotor's angular speed. For these cases it is possible to operate the system without an active control network.

Keywords: Vibration Control, Flexible Rotors, Magnetic Forces

Cunha, C. M. P., Faveret, P. S. C. and Azevedo, L. F. A., 1993, "Numerical Simulation, Construction and Test of a Thermal Mass Flowmeter", RBCM - J. of the Braz. Soc. Mechanical Sciences, Vol. 15, n. 4, pp. 350-359.

The present paper is concerned with the design and construction of a thermal mass flow meter. This meter is based on the measurement of the fluid temperature elevation caused by external heating. A detailed numerical simulation of the transient, conjugate heat transfer in the meter body and the fluid was developed. The results of this simulation revealed the main parameters which control the meter performance, and guided the construction of a prototype meter. The meter tested presented excellent performance.

Keywords: Flowmeter, Simulation, Tests

Souza, A. J., Brasil Junior, A. C. P. and Almeida, M. H. P., 1993, "Natural Convection on Flat and Finite Inclined Plates", RBCM - J. of the Braz. Soc. Mechanical Sciences, Vol. 15, n. 4, pp. 360-367.

This work presents an experimental study of natural convection on a flat and finite inclined plate. Values of Nusselt number for several angular position and for different heat fluxes are obtained. It is proposed a new empirical relation for negative angular positions (surface of heat transfer facing downwards). It is also shown that, the relation for horizontal and vertical flat plate, corrected by the cosine of the inclination angle, can be used for heat surfaces facing upwards, in the analysed range of Rayleigh number.

Keywords: Natural Convection, Flat Plate, Finite Plate, Inclined Plate

Peters, S., Marcondes, F. and Prata, A. T., 1993, "Numerical Solution for Natural Convection Between Vertical and Inclined Asymmetrically Heated Parallel Plates", RBCM - J. of the Braz. Soc. Mechanical Sciences, Vol. 15, n. 4, pp. 368-375.

Two and three dimensional computations were performed to study the Prandtl number effect in natural convection in vertical and inclined channels. A correction factor was introduced that successfully incorporated the Prandtl number dependence into the existing Nusselt number versus Rayleigh number correlation available in the literature. A general correlation that is valid for Prandtl numbers ranging from 0.7 to 40, covering fluids from air to paraffin, was then proposed.

Keywords: Natural Convection, Numerical Solution, Vertical Channels, Inclined Channels

Peixoto, R. A., Vodlanitskaja, P., Paiva, M. A. S. and Silveira, O. M., 1993, "CFCs and HCFCs Replacement and the Refrigeration Industry", RBCM - J. of the Braz. Soc. Mechanical Sciences, Vol. 15, n. 4, pp. 376-382.

CFCs (chlorofluorocarbons) and HCFCs (hydrochlorofluorocarbons) are chemical substances that were created initially for use, as working fluids, in vapor compression refrigeration systems. The field of application of CFCs and HCFCs has increased and nowadays they are used in many products and industrial process. Because it was discovered that the CFCs and HCFCs are depleting the Ozone Layer they have to be eliminated. The objective of this paper is to describe the main aspects involved in the "CFCs crisis," and to describe the options for their substitution in the several refrigeration and air conditioning uses. It is commented the particular situation of the developing countries and Brazil.

Keywords: CFCs, HCFCs, Replacement

Weingaertner, W. L., Lopes, J. C. O., Pereira Filho, I. C. and Shroeder, E., 1993, "Flowdrilling", RBCM - J. of the Braz. Soc. Mechanical Sciences, Vol. 15, n. 4, pp. 383-390.

This paper deals with the fundamentals of flowdrilling, as well as an analysis of the parameters that determine drilling conditions, axial forces and torque levels that act on the workpiece, in order to optimize the work conditions and to find out the various factors that affect this process.

Keywords: Flowdrilling, Metal Drilling, Process Optimization

Sanchez, A. R. R., Oliveira, J. F. G. and Sanchez, L. E. A., 1993, "Development of a Mechanical Sensor for Measurement of Grinding Wheel Sharpness", RBCM - J. of the Braz. Soc. Mechanical Sciences, Vol. 15, n. 4, pp. 391-399.

This work presents the development of a mechanical sensor prototype for measuring the sharpness or cutting ability of a grinding wheel during the process, through the friction coefficient. The sensor was actually built and tested, and the results are presented and analysed.

Keywords: Grinding, Grinding Wheel Sharpness, Mechanical Sensor

Cunha, L. B., 1993, "Short-Time Machinability Tests Evaluation for Nodular Cast-Irons with Different Metallurgical Additions of Copper", RBCM - J. of the Braz. Soc. Mechanical Sciences, Vol. 15, n. 4, pp. 400-408.

The characteristics of the variables used to determine the machinability indexes and the influence of tool materials in two short-time tests: the Renault-Mathon test, normalized in the French norm AFNOR NF A03-654 and the test based in the velocity limit of face-turning (V_{LF}) were studied. The tests were carried in cutting nodular cast-irons with different metallurgical additions of copper and correlations with themselves and mechanical properties were established.

Keywords: Machinability Indexes, Short-Time, Modular Cast-Irons

Jasinevicius, R. G., Porto, A. J. V., Purquério, B. M. and Duduch, J. G., 1993, "Review of Monocrystalline Diamond Tool Technology for Ultraprecision Machining", RBCM - J. of the Braz. Soc. Mechanical Sciences, Vol. 15, n. 4, pp. 409-414.

The objective of this paper is the review of recent trends in single-point diamond cutting tools, covering the literature from the 1980-1992 period. A brief discussion is done on the situation of this technology in Brazil.

Keywords: Ultraprecision, Machining, Diamond Tool, Review

SCOPE AND POLICY

• The purpose of the Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences is to publish papers of permanent interest dealing with research, development and design related to science and technology in Mechanical Engineering, encompassing interfaces with Civil, Electrical, Chemical, Naval, Nuclear, Agricultural, Materials, Petroleum, Aerospace, Food, System Engineering, etc., as well as with Physics and Applied Mathematics.

• The Journal publishes Full-Length Papers, Review Papers and Letters to the Editor. Authors must agree not publish elsewhere a paper submitted to and accepted by the Journal. Exception can be made for papers previously published in proceedings of conferences. In this case it should be cited as a footnote on the title page. Copies of the conference referees reviews should be also included. Review articles should constitute a critical appraisal of published information.

• The decision of acceptance for publication lies with the Editors and is based on the recommendations of at least two ad hoc reviewers, and of the Editorial Board, if necessary.

SUBMISSION

• Manuscripts and all the correspondence should be sent to the Editor or, alternatively, to the appropriate Associate Editor.

• Four (4) copies of the manuscript are required. The author should submit the original figures, which will be returned if the paper is not accepted after the review process.

• Manuscripts should be submitted in English or Portuguese. Spanish will also be considered.

• A manuscript submitted for publication should be accompanied by a cover letter containing the full name(s) of author(s), mailing addresses, the author for contact, including phone and fax number, and, if the authors so wish, the names of up to five persons who could act as referees.

FORMAT

• Manuscripts should begin with the title, including the english title, the abstract and up to five key words. If the paper's language is not English, an extended summary of about 500 words should be included. The manuscript should not contain the author(s) name(s).

• In research papers, sufficient information should be provided in the text or by referring to papers in generally available Journals to permit the work to be repeated.

• Manuscripts should be typed double-spaced, on one side of the page, using A-4 sized paper, with 2 cm margins. The pages should be numbered and not to exceed 24 pages, including tables and figures. The lead author of a RBCM paper which exceeds the standard length of pages will be assessed a excess page charge.

• All symbols should be defined in the text. A separate nomenclature section should list, in alphabetical order, the symbols used in the text and their definitions. The greek symbols follow the English symbols, and are followed by the subscripts and superscripts. Each dimensional symbol must have SI (Metric) units mentioned at the end. In addition, English units may be included parenthetically. Dimensionless groups and coefficients must be so indicated as dimensionless after their definition.

• Uncertainties should be specified for experimental and numerical results.

• Figures and Tables should be referred in consecutive arabic numerals. They should have a caption and be placed as close as possible to the text first reference.

• Line drawings should be prepared on tracing paper or vellum, using India ink; line work must be even and black. Laser print output is acceptable. The drawings with technical data/results should have a boundary on all four sides with scale indicators (tick marks) on all four sides. The legend for the data symbols should be put in the figure as well as labels for each curve wherever possible.

• Illustrations should not be larger than 12 x 17 cm. Lettering should be large enough to be clearly legible (1.5-2.0 mm).

• Photographs must be glossy prints.

• References should be cited in the text by giving the last name of the author(s) and the year of publication of the reference: either "Recent work (Smith and Jones, 1985) ..." or "Recently Smith and Jones (1985) ...". With four or more names, use the form "Smith et al. (1985)" in the text. When two or more references would have the same text identification, distinguish them by appending "a", "b", etc., to the year of publication.

• Acceptable references include: journal articles, dissertations, published conference proceedings, numbered paper preprints from conferences, books, submitted articles if the journal is identified, and private communications.

• References should be listed in alphabetical order, according to the last name of the first author, at the end of paper. Some sample references follow:

Bordalo, S.N., Ferziger, J.H. and Kline, S.J., 1989, "The Development of Zonal Models for Turbulence", Proceedings, 10th ABCM - Mechanical Engineering Conference, Vol. 1, Rio de Janeiro, Brazil, pp. 41-44.

Clark, J.A., 1986, Private Communication, University of Michigan, Ann Arbor, MI.

Coimbra, A.L., 1978, "Lessons of Continuum Mechanics", Editora Edgard Blucher Ltda, São Paulo, Brazil.

Kandlikar, S.G. and Shah, R.K., 1989, "Asymptotic Effectiveness - NTU Formulas for Multiphase Plate Heat Exchangers", ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 111, pp. 314-321.

McCormack, R.W., 1988, "On the Development of Efficient Algorithms for Three Dimensional Fluid Flow", Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences, Vol. 10, pp. 323-346.

Silva, L.H.M., 1988, "New Integral Formulation for Problems in Mechanics", (In portuguese), Ph.D. Thesis, Federal University of Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brazil.

Sparrow, E.M., 1980a, "Forced-Convection Heat Transfer in a Duct Having Spanwise-Periodic Rectangular Protuberances", Numerical Heat Transfer, Vol. 3, pp. 149-167.

Sparrow, E.M., 1980b, "Fluid-to-Fluid Conjugate Heat Transfer for a Vertical Pipe-Internal Forced Convection and External Natural Convection", ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 102, pp. 402-407.

ILLUSTRATIONS AND TABLES

REFERENCES

VOL. XV - Nº 4 - 1993

12th ABCM MECHANICAL ENGINEERING CONFERENCE ISSUE
Brasília, D.F. - December 7-10, 1993
Dynamical Systems Optimization

- Comfort and Safety Optimization of an Agricultural Tractor (In Portuguese) Douglas E. Zampieri and G. Hill 318

Vibration Neutralization

- Vibration and Noise Control by Beamlike Dynamic Neutralizers (In Portuguese) Fernando L. Freitas Filho and José J. de Espindola 324

Fluid-Structure Interaction

- On the Modelling of Pressure Transients in Damageable Pipings Felipe B. de Freitas Rachid and Heraldo Costa Mattos 332

Control of Mechanical Systems

- Vibration Control of Flexible Rotors by External Magnetic Forces (In Portuguese) Francisco P. Lepore Neto and Cleudmar A. de Araújo 342

Instrumentation

- Numerical Simulation, Construction and Tests of a Thermal Mass Flowmeter (In Portuguese) C. M. P. Cunha, P. S. C. Faveret and L. F. A. Azevedo 350

Natural Convection

- Natural Convection on a Flat and Finite Inclined Plate (In Portuguese) Aldo João de Sousa, Antonio C. P. Brasil Junior and Marcelo H. P. Almeida 360
- Numerical Solution for Natural Convection Between Vertical and Inclined Asymmetrically Heated Parallel Plates S. Peters, F. Marcondes and Álvaro T. Prata 368

Refrigeration Systems

- CFCs and HCFCs Replacement and the Refrigeration Industry (In Portuguese) Roberto A. Peixoto, Paulo Vodianitskaia, Marco A. S. Paiva and Otávio M. Silveiras 376

Machining

- Flowdrilling (In Portuguese) Walter L. Weingaertner, João C. Oliveira Lopes, Ivan da Costa Pereira Filho and Eduardo Schroeder 383
- Development of a Mechanical Sensor for Measurement of Grinding Wheel Sharpness (In Portuguese) Andrea Rosa R. Sanchez, João F. G. de Oliveira and Luiz Eduardo A. Sanchez 391
- Short-Time Machinability Tests Evaluation for Nodular Cast-Irons with Different Metallurgical Additions of Copper (In Portuguese) Lamartine Bezerra da Cunha 400
- Review of Monocrystalline Diamond Tool Technology for Ultraprecision Machining (In Portuguese) Renato G. Jasinevicius, Arthur J. V. Porto, Benedito M. Purquerio and Jaime G. Duduch 409

- **Abstracts - Vol. 15 - Nº 4 - 1993** 415