

ESTUDO TEÓRICO – EXPERIMENTAL DA CONVECÇÃO NATURAL EM UMA CAVIDADE COM FONTES DE CALOR

Yves Nzamba

nzamba76@yahoo.fr

Newton Galvão de Campos Leite

nleite@fat.uerj.br

Humberto Araújo Machado

machado@fat.uerj.br

Universidade do Estado do Rio de Janeiro – UERJ

Faculdade de Tecnologia – FAT

Estrada Resende – Riachuelo, s/n^o, Morada da Colina, Resende, RJ

CEP 27523-000

Maurício de Araújo Zanardi

Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho” – UNESP

Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá – FEG

Av. Dr. Ariberto Pereira da Cunha, 333, Pedregulho, Guaratinguetá, SP

CEP 12516-410

mzanardi@feg.unesp.br

Resumo. Neste trabalho é implementado um programa computacional para simular o processo de convecção natural em cavidades fechadas com fontes de calor. O programa utilizou uma modelagem tridimensional clássica baseada nas equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia em regime permanente. Seus resultados foram comparados com dados da literatura mostrando coerência nos valores encontrados. Adicionalmente, uma cavidade com fonte de calor foi construída e dados de temperatura foram extraídos para um número de Rayleigh de 4×10^3 , e seus resultados foram confrontados com dados gerados pelo programa computacional. A análise dos resultados mostrou a necessidade de correções tanto no programa computacional quanto na montagem experimental. Finalmente, um processo de captação de imagens por fotografia utilizando um sistema de iluminação simples foi testado com sucesso, mostrando a viabilidade da construção de dispositivos desta natureza a um baixo custo financeiro.

Palavras chave: Convecção natural, Cavidades com fontes de calor, Simulação computacional.

1. Introdução

A principal restrição à compactação de equipamentos eletrônicos é o aquecimento devido à dissipação de potência. Pequenos componentes implicam em áreas menores de troca de calor, sendo necessário o uso de superfícies estendidas geralmente em conjunto com dispositivos que promovam a circulação forçada do fluido. Esta combinação acarreta vibrações e ruídos, indesejáveis em equipamentos sensíveis. Em contrapartida, um projeto adequado utilizando convecção natural como forma de resfriamento elimina tais problemas e reduz custos, conforme o tipo de aplicação, por eliminar os equipamentos utilizados na circulação do fluido.

A partir dessa motivação, uma série de trabalhos vem sendo desenvolvida nessa linha de pesquisa. Kurokawa *et al.* (2005) estudaram uma cavidade aquecida com fontes de calor discretas igualmente espaçadas e protuberantes. Uma análise conjugada – condução na parede e convecção no fluido – utilizando as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia em regime permanente foi implementada e as equações de conservação resolvidas aplicando-se o método de Galerkin para elementos finitos. O efeito da razão da condutividade térmica da parede e do fluido foi investigado na influência dos perfis de velocidade e temperatura. Para garantir que os limites operacionais da temperatura de componentes eletrônicos não sejam excedidos, um estudo do posicionamento das fontes de calor na parede foi também realizado, mostrando que a melhor configuração é obtida quando as fontes de calor de maior potência de dissipação estão localizadas na região superior da cavidade evitando um transporte de calor ascendente.

Dias Jr. *et al.* (2006) usaram o conceito de algoritmo genético para otimizarem a transferência de calor por convecção natural no interior de cavidades com fontes de calor. Casos com fontes de calor dissipando taxas iguais e também diferentes foram analisados, e os resultados mostraram uma boa concordância com a literatura além de confirmar a viabilidade da metodologia empregada. Da Silva *et al.* (2004) aplicaram o conceito de uma nova teoria (*Constructal Theory*) a qual é um princípio físico que pode ser usado para otimizar o resfriamento por convecção natural das fontes de calor no interior de cavidades. Foi mostrado que a distribuição ótima não é descrita por uma razão constante entre as linhas de centro das fontes, mas por uma função que depende fortemente do número de Rayleigh e também da altura da fonte. Concluiu-se também que a configuração ótima de paredes com fontes discretas é obtida pela busca do desempenho máximo sujeito a limitações globais.

Ramos *et al.* (2003) construíram uma cavidade com quatro fontes de calor discretas e embutidas numa parede vertical com o intuito de monitorar as temperaturas internas bem como executar testes de visualização. As influências da razão de aspecto, inclinação da cavidade em relação à horizontal, potência dissipada pela fonte e temperatura de resfriamento da parede foram observadas e seus resultados discutidos.

Neste trabalho é discutido o desenvolvimento de um programa computacional visando à reprodução dos fenômenos relacionados ao escoamento do fluido e troca de calor em cavidades. Embora existam programas comerciais capazes de realizar a mesma simulação com eficiência, seus custos são proibitivos para a maioria dos pesquisadores das universidades brasileiras, e as versões com licenças livres muitas vezes não atendem às necessidades específicas. O programa computacional desenvolvido teve seus resultados aferidos por meio de comparações com dados obtidos de artigos especializados, apresentando boa concordância.

Como complemento à simulação computacional, foi efetuada a construção de uma cavidade com características apropriadas ao perfil do estudo, que seria utilizada como recurso de pesquisa e ensino de custo relativamente baixo. Assim, uma cavidade contendo uma parede vertical com uma fonte de calor discreta embutida e a parede contraposta mantida a uma temperatura constante foi construída aproveitando-se materiais de sobejo e equipamentos de instituições parceiras, onde as temperaturas das paredes verticais foram monitoradas. A cavidade teve as paredes horizontais e também verticais – excluindo a que possuía a fonte de calor e a que foi mantida a temperatura constante – isoladas e empregou ar como fluido de trabalho. A comparação entre os dados experimentais e numéricos para um caso não obteve boa concordância, demonstrando que futuras alterações e/ou correções deverão ser feitas para continuidade dos trabalhos. Complementando o experimento, um sistema simples para visualização do escoamento começou a ser montado e seus primeiros resultados são mostrados.

2. Modelo matemático

Para a construção do modelo matemático do processo de convecção interna na cavidade, foram utilizadas as equações de conservação, considerando regime laminar e permanente, propriedades termofísicas constantes, resistências de contato e dissipação viscosa desprezíveis e aplicando a aproximação de Boussinesq. As condições de contorno consideradas para a velocidade foram de impermeabilidade e não deslizamento nas paredes e de simetria em $z = 0$. As condições de contorno relativas à temperatura são de fluxo de calor prescrito nas fontes, temperatura conhecida em $x = 1,5$, derivada em relação a z nula no plano de simetria e condição de contorno adiabática para os limites restantes. Para a solução do problema conjugado condução – convecção, a continuidade dos perfis de temperatura entre a parede e fonte de calor, parede e fluido e fonte de calor e fluido foi garantida através do cálculo da condutividade térmica efetiva apropriada a cada caso, respeitando o balanço de energia.

A Fig. 1 mostra duas vistas da cavidade empregada para validação do programa computacional, incluindo as fontes de calor discretas montadas na parede, suas posições na parede e respectivas dimensões na forma adimensional, assim como as condições de contorno consideradas.

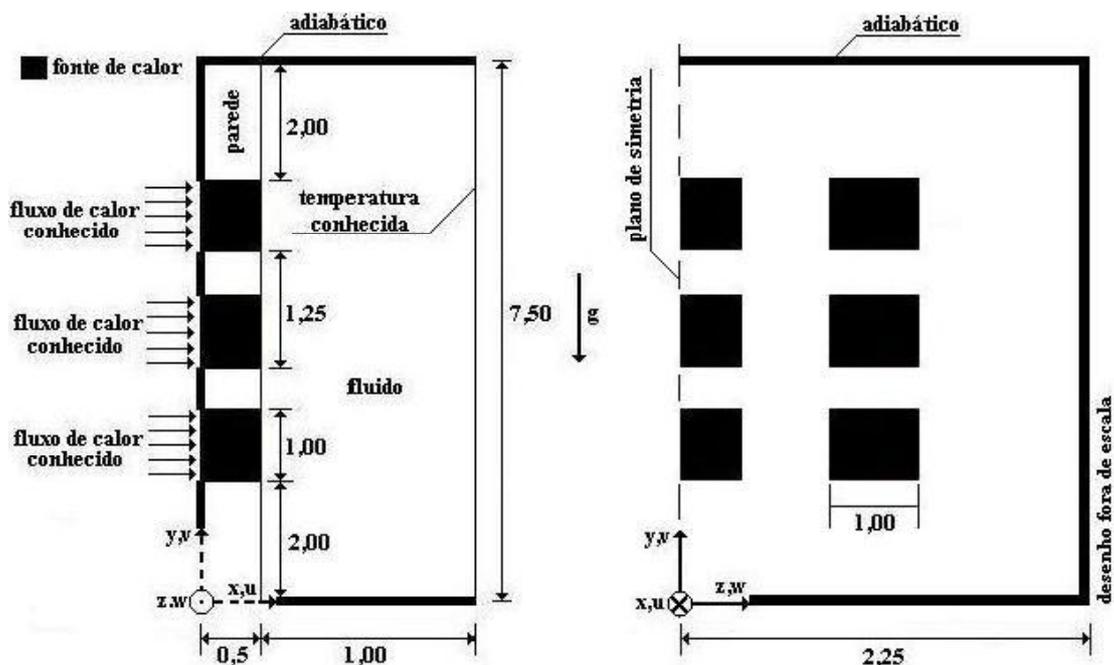


Figura 1. Geometria e condições de contorno utilizadas na validação.

2.1. Equações de conservação para o fluido

As variáveis foram adimensionalizadas conforme mostrado a seguir:

$$x = \frac{X}{L_y}; \quad y = \frac{Y}{L_y}; \quad z = \frac{Z}{L_y} \quad (1.a)$$

$$u = \frac{UL_y}{\alpha_f}; \quad v = \frac{VL_y}{\alpha_f}; \quad w = \frac{WL_y}{\alpha_f} \quad (1.b)$$

$$p = \frac{P}{\rho(\alpha_f/L_y)^2}; \quad \theta = \frac{T - T_c}{(q'' L_y/k_f)} \quad (1.c)$$

$$Ra = \frac{g\beta q'' L_y^4}{k_f \alpha \nu} \quad (1.d)$$

sendo x , y e z as coordenadas cartesianas adimensionais; u , v , e w as componentes de velocidade adimensionais, L_y a altura de uma fonte de calor; α_f a difusividade térmica do fluido, p a pressão adimensional, ρ a massa específica, θ a temperatura adimensional, T_c a temperatura da parede oposta as fontes de calor, q'' o fluxo de calor fornecido pela fonte de calor, k_f a condutividade térmica do fluido; Ra o número de Rayleigh modificado, g a aceleração da gravidade, β o coeficiente de expansão térmica, ν a viscosidade cinemática, R_h a relação entre a condutividade térmica da fonte e do fluido, R_s a relação entre a condutividade térmica da parede e do fluido e Pr o número de Prandtl.

2.1.1. Massa

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2)$$

2.1.2. Quantidade de movimento (Navier-Stokes)

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial x} + Pr \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (3.a)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial y} + Pr \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + Ra Pr \theta \quad (3.b)$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} + Pr \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3.c)$$

2.1.3. Energia

$$u \frac{\partial \theta}{\partial x} + v \frac{\partial \theta}{\partial y} + w \frac{\partial \theta}{\partial z} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \quad (4)$$

2.2. Equação de conservação da energia para a parede e fonte de calor

$$\left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \right) \lambda = 0 \quad (5)$$

$$\lambda = \begin{cases} R_h \text{ (fonte de calor)} \\ R_s \text{ (parede)} \end{cases}$$

3. Solução do modelo matemático

Foi empregada uma malha estruturada, com espaçamento uniforme nos planos yz e xz . No plano xy foi feito um refinamento para capturar os gradientes de temperatura gerados pelas fontes de calor, Fig. 2. O número de nós da malha para todos os casos simulados foi de 216.513. Os casos bidimensionais foram executados através da metodologia 3-D, desprezando-se as variações na direção z . Não foi feito um estudo de convergência em função da malha, considerando que o número de nós empregado foi superior ao utilizado em trabalhos similares encontrados na literatura, como o de Yu *et al.* (1997), que utilizaram 35.640 nós no interior da cavidade, e o de Heindel *et al.* (1995a) com 102.400 nós. O teste de malha numa geometria tridimensional nem sempre é viável, pois o custo computacional pode ser muito elevado. Assim, o uso de uma malha adequada foi garantido pela comparação dos resultados gerados pelo presente artigo com os provenientes da literatura.

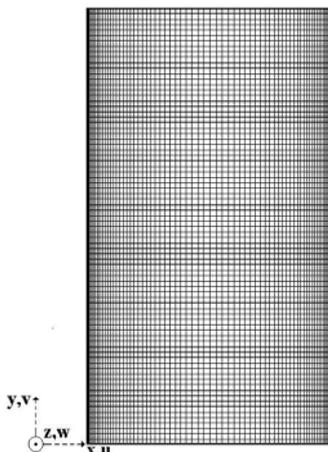


Figura 2. Malha refinada no plano xy .

As equações de conservação foram discretizadas aplicando-se o Método dos Volumes Finitos descrito por Patankar (1980), representadas pela forma geral:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u \phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v \phi) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w \phi) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial z} \right) + S^\phi \quad (6)$$

O termo ϕ pode assumir a função de qualquer uma das variáveis dependentes (velocidade ou temperatura), e os termos Γ^ϕ e S^ϕ são os coeficientes de difusão e o termo fonte, respectivamente. A Eq. (6) facilita a transformação das equações de conservação para forma discreta além de exigir uma única sub-rotina de solução de sistemas de equações algébricas. O método utilizado na resolução do sistema foi o CGSTAB (*Conjugate Gradient Squared Stabilized Method*), descrito por Van den Vorst *et al.* (1990), o qual é adequado para resolver problemas de convecção-difusão com matrizes de coeficientes com sete diagonais assimétricas. O programa computacional foi implementado em linguagem FORTRAN, seguindo o seguinte algoritmo:

1. Início.
2. Dados de entrada.
3. Geração da malha.
4. Cálculo das componentes de velocidade u , v e w .
5. Cálculo das equações de correção de velocidade e pressão.
6. Cálculo do campo de temperatura θ .
7. Teste de convergência: no caso negativo retorna à etapa 4, e no positivo encerra o processamento.

O método de acoplamento entre pressão-velocidade utilizado na etapa 5 do algoritmo foi o SIMPLE (*Semi-IMPLICIT Linked Equations*) no qual a pressão é escrita como a soma da melhor estimativa disponível, mais uma correção que é calculada de maneira a satisfazer a equação da continuidade.

O critério de convergência adotado foi o de determinar a faixa de variação da função dentro do domínio, isto é, o módulo da diferença entre o máximo e o mínimo valor do campo, na forma:

$$\left| \frac{\phi_{n+1} - \phi_n}{\phi_{\max} - \phi_{\min}} \right| \leq 10^{-5} \quad (7)$$

sendo n a ordem da iteração.

4. Validação dos resultados numéricos

O programa foi comparado com alguns dos resultados numéricos obtidos por Heindel *et al.* (1995b), para uma cavidade com $R_h = 2.350$, $Pr = 25$ e razão de aspecto 7,5. Como pode ser observado na Fig. 3, houve uma razoável concordância entre o presente modelo e os resultados escolhidos para comparação, observando que neste caso ambos simularam uma situação 2-D. A concordância pode ser constatada quando se comparam os valores percentuais dos desvios (módulo da diferença entre o maior e o menor valor das médias aritméticas das temperaturas encontradas em cada patamar, divididos pela média da temperatura encontrada na literatura) sobre cada patamar das curvas de temperatura. Apenas os picos de temperaturas que representam as fontes de calor foram apresentados para comparação com os resultados numéricos de Heindel *et al.* (1995b), porque houve dificuldade por parte dos autores para extraírem os resultados com confiabilidade para comparação. A extração foi feita de maneira direta a partir do artigo, o que acarreta um erro difícil de avaliar.

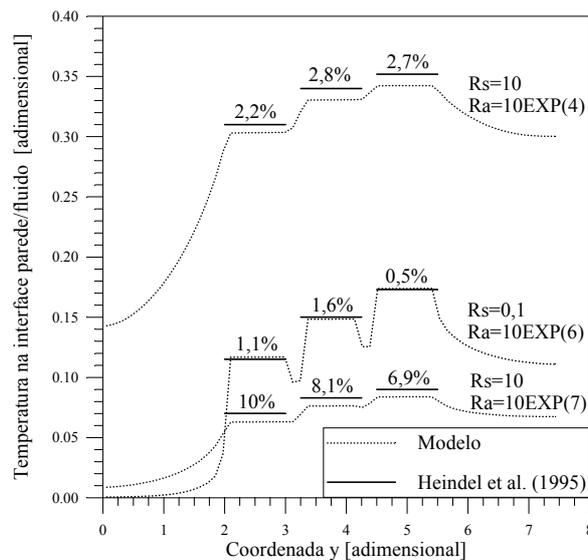
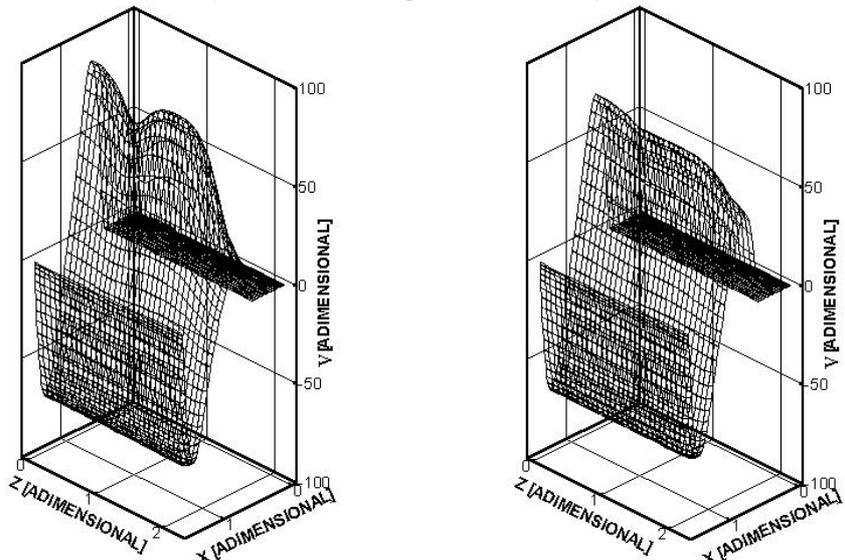


Figura 3. Perfis de temperatura para os casos 2-D com $Pr = 25$, $R_h = 2.350$.

A Fig. 4a mostra o perfil de velocidade formado pela componente de velocidade v , numa simulação 3-D, na posição $y = 5,5$ para $Ra = 10^5$, $Pr = 5$, $R_h = 650$ e $R_s = 0,48$, para água como fluido de trabalho. A Fig. 4b mostra o mesmo perfil para $Pr = 25$, $R_h = 6.420$ e $R_s = 4,7$, considerando o refrigerante FC-77. Ambos os perfis apresentam boa concordância visual com o trabalho de Heindel (1995a), considerando o processo de extração direta dos dados da literatura.



(a) $Pr = 5$, $R_h = 650$ e $R_s = 0,48$ (água) (b) $Pr = 25$, $R_h = 6.420$ e $R_s = 4,7$ (FC-77)

Figura 4. Perfis de velocidade para os casos 3-D em $y = 5,5$ para $Ra = 10^5$.

5. Método experimental

O aparato experimental foi montado com a finalidade de monitorar as temperaturas nas duas principais paredes verticais: a com fontes de calor e a que foi mantida à temperatura constante. A Tab. 1 e a Fig. 5 mostram os principais componentes e detalhes envolvidos no experimento. Os testes seguiram o seguinte procedimento de execução:

1. Ajustar o regulador de tensão na voltagem desejada.
2. Iniciar a aquisição de dados durante um período de 3,2 horas (tempo necessário para garantir o regime permanente).
3. Executar os testes de visualização.
4. Encerrar os testes ou voltar à etapa 1.

A fonte de calor foi posicionada no centro geométrico da parede de madeira e dezoito termopares foram distribuídos ao longo desta, com parte da junção quente exposta ao ar interno da cavidade. Outros dois termopares foram inseridos no centro geométrico da parede de cobre. O posicionamento dos termopares na parede com fontes de calor é mostrado na Tab. 2, de acordo com o eixo de coordenadas mostrado na Fig. 1.

A Fig. 6(a) mostra a fonte de iluminação (lanterna comum) posicionada acima da cavidade, a qual possui uma fenda devidamente selada por uma placa de vidro transparente para formar um plano de luz. Ao lado da cavidade em contato com a placa de cobre está um tanque com um banho de gelo para manter a temperatura constante como mostra a Fig. 6(b). As Fig. 7(a) e Fig. 7(b) mostram detalhes externos da parede de madeira com a fonte de calor embutida, onde os termopares e também a primeira camada de isolamento, específico para a fonte, podem ser vistos. Durante o experimento todo o conjunto (cavidade e tanque) é envolto por uma camada de lã de vidro e novamente por uma camada de placas de isopor, garantindo o isolamento do tanque e da cavidade.

Tabela 1. Especificação dos componentes do aparato experimental.

1. Cavidade: dimensões internas 100 x 100 x 23 (mm), composta por uma parede vertical de madeira com uma fonte embutida feita de alumínio anodizado, de dimensões 50 x 17 (mm), e uma parede contraposta de cobre. Paredes restantes de madeira, com exceção da correspondente ao plano xy , de vidro transparente.
2. Tanque – Reservatório para o banho de gelo com capacidade de 16 litros.
3. Multímetro digital para checar corrente e analógico para checar voltagem.
4. Regulador de tensão (varivolt).
5. Termopares tipo J (Fe-Constantan) com 0,8 mm de diâmetro.
6. Placa conversora A/D CAD 12/32 com 16 entradas analógicas cada.
7. Computador com o software AQDADOS (versão 4.16) para aquisição de dados.
8. Fonte de iluminação.

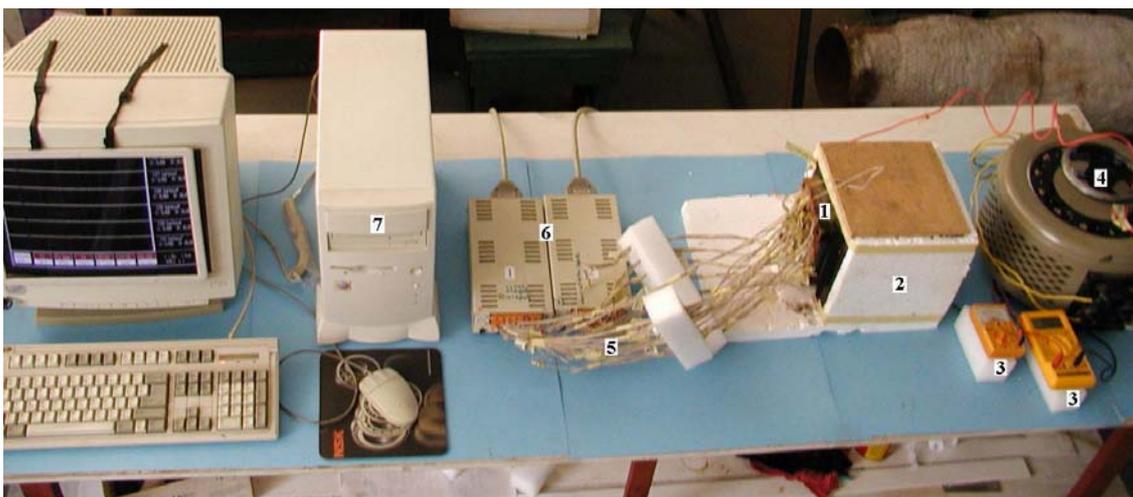
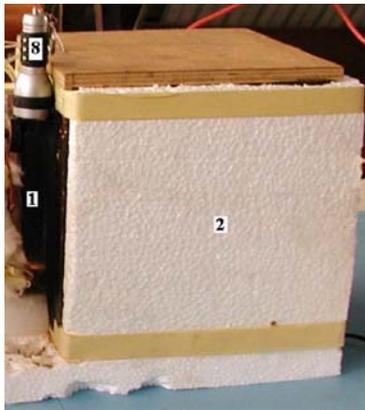


Figura 5. Vista geral do aparato experimental.

Tabela 2. Posição adimensional dos termopares (x; y; z).

FILEIRA 1	(0,41;5,29;-2,06)	(0,41;5,29;0)	(0,41;5,29;1,88)
FILEIRA 2	(0,41;4,41;-2,06)	(0,41;4,41;0)	(0,41;4,41;1,88)
FILEIRA 3	(0,41;3,53;-1,47)	(0,41;3,53;0)	(0,41;3,53;1,41)
FILEIRA 4	(0,41;2,35;-1,47)	(0,41;2,35;0)	(0,41;2,35;1,41)
FILEIRA 5	(0,41;1,47;-2,06)	(0,41;1,47;0)	(0,41;1,47;1,88)
FILEIRA 6	(0,41;0,59;-2,06)	(0,41;0,59;0)	(0,41;0,59;1,88)

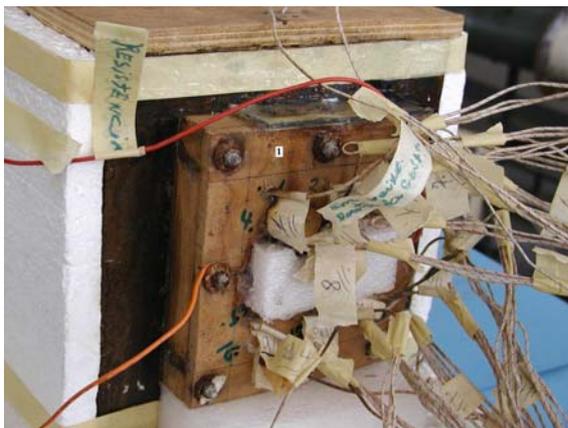


(a) Cavidade



(b) Tanque com o banho de gelo

Figura 6. Detalhes do experimento.



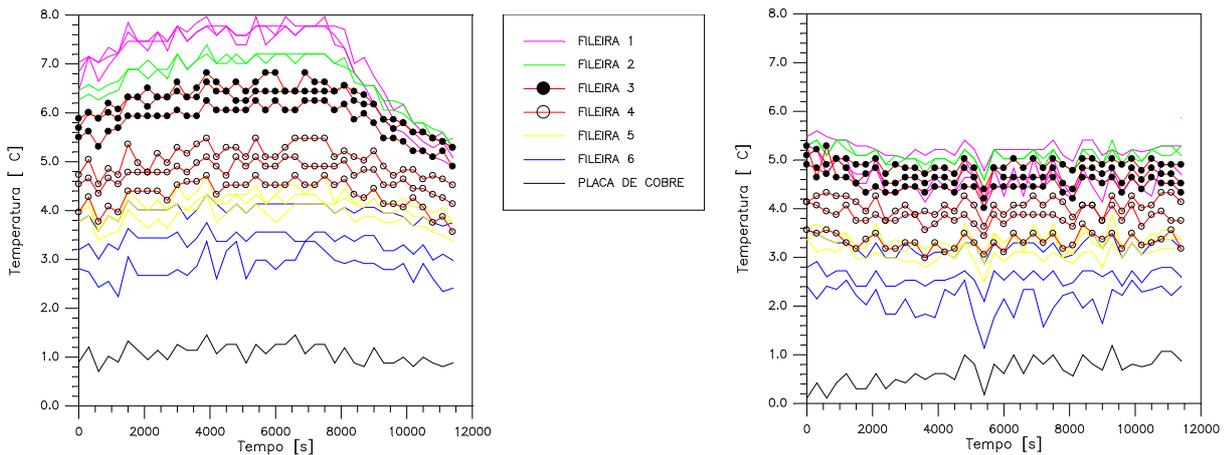
(a) isolamento térmico na fonte de calor



(b) sem o isolamento térmico na fonte de calor

Figura 7. Detalhe da cavidade.

O monitoramento das temperaturas em cada fileira ao longo do tempo, apresentado nos gráficos da Fig. 8, permitiria verificar possíveis problemas durante os testes. Notou-se que o termopar situado na posição (0,41;4,41;-2,06) na segunda fileira e outro situado no centro geométrico da placa de cobre danificaram-se durante os testes, obrigando ao descarte das leituras relativas às fileiras correspondentes. A Fig. 8(a) mostra um decréscimo das temperaturas na região superior da cavidade (fileiras 1, 2 e 3), diferentemente da Fig. 8(b) onde as mesmas mantiveram-se mais estáveis. Isso ocorreu provavelmente devido à maneira como o processo foi iniciado. Os resultados relativos à Fig. 8(a) foram obtidos com o aparato experimental já em funcionamento por algum tempo numa potência superior a desejada, tendo-se então diminuído a potência da fonte de calor e esperado o processo entrar em regime permanente. Na Fig. 8(b) o aparato experimental foi colocado em funcionamento e logo em seguida o sistema de aquisição de dados foi acionado. Para efeito de cálculo foram usados os cinco últimos valores monitorados por cada termopar, sendo feita uma média aritmética para se obter as temperaturas em regime permanente de cada ponto.



(a) Correspondente à linha tracejada da Fig. 10.

(b) Correspondente à linha contínua da Fig. 10.

Figura 8. Monitoramento das temperaturas durante os testes experimentais.

6. Método de visualização

Dentro do escopo deste trabalho, foi testada uma metodologia de baixo custo para registrar imagens do campo de escoamento. Uma pequena fenda foi aberta na tampa horizontal superior da cavidade e fechada com vidro, para evitar o escape do ar interno. A intenção foi deixar uma passagem para uma incidência de uma fonte de luz, a qual deveria formar um plano de luz no eixo xy como observado na Fig. 9(a), na parte um pouco mais clara na sua região inferior. A fonte de luz usada foi a mais simples possível, uma pequena lanterna comum.

Após o escoamento atingir regime permanente, fumaça proveniente da queima de cigarro foi injetada por um orifício feito na parede de madeira vertical que continha a fonte de calor de duas maneiras. A primeira, mais adequada do ponto de vista experimental, foi injetar a fumaça pelo orifício e depois mantê-lo fechado durante algum tempo para restabelecer o processo em regime permanente. Então, a parede vertical de vidro, construída para a visualização, poderia ter seu isolamento térmico retirado, e logo após as fotos começariam a ser tiradas, garantindo assim o mínimo de interferência possível no experimento. Tal tentativa não teve êxito, pois a fumaça não se mantinha presa no interior da cavidade provavelmente por vazamentos e/ou incapacidade da fumaça de se manter visível.

A segunda tentativa considerada tecnicamente menos confiável injetava fumaça através da queima natural do cigarro no orifício, na expectativa que a fumaça conseguisse misturar-se ao ar e assim acompanhar a corrente convectiva. Verificou-se que essa técnica estava sujeita a interferências externas como por exemplo a passagem de uma corrente de ar externa próxima ao orifício. Deve-se ressaltar que o orifício neste caso não ficava perfeitamente selado já que o cigarro se apagava inúmeras vezes, sendo então necessário retirá-lo por algum tempo para reacendê-lo, permitindo assim a possibilidade de influência externa. Alternativamente ao cigarro, também foi utilizado incenso para gerar fumaça, não mostrando nenhuma diferença digna de registro.

Como o objetivo principal era testar a captura de imagens do escoamento, injetou-se fumaça de maneira forçada dentro da cavidade, perdendo assim o efeito de obter resultados qualitativos para comparação, mas permitindo a verificação da eficácia da metodologia usada. O resultado pode ser visto na Fig. 9(b), onde foi registrado o momento inicial da injeção de fumaça representado nitidamente pela parte mais clara, na região superior da cavidade. Em seguida, as Fig. 9(c,d) mostram dois instantes em que a cavidade já estava totalmente preenchida com fumaça, indicando que a metodologia adotada funciona perfeitamente no que se refere a captura de imagens. Essas figuras mostram detalhes nos contornos do campo de escoamento, que quando em regime permanente podem perfeitamente representar as linhas de corrente.

Nas primeiras tentativas uma câmera digital modelo CANON EOS 300D com 6.3 MPixel foi usada para registrar algumas imagens para teste, sem nenhuma fonte de luz, obtendo-se resultados razoáveis. No decorrer dos testes essa câmera danificou-se sendo substituída por uma câmera fotográfica digital modelo OLYMPUS CAMEDIA C2100 com 2.1 MPixel, julgando-se necessário adicionar uma fonte de luz. Várias tentativas foram feitas para encontrar uma fonte de luz eficiente e de baixo custo, entre as quais o uso de um sistema com lâmpadas incandescentes halogenadas de automóveis, *flash* de máquina fotográfica e lâmpadas incandescentes comuns, mas uma pequena lanterna comum mostrou-se eficiente.

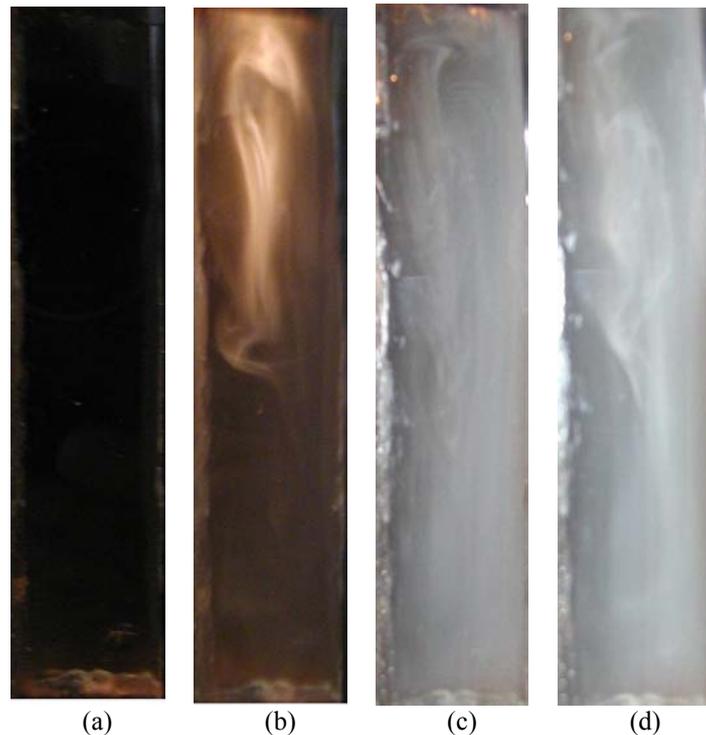


Figura 9. Visualização do escoamento: (a) cavidade sem fumaça; (b) início da injeção de fumaça; (c) e (d) instantes diferentes durante a injeção de fumaça.

7. Comparação entre resultados teórico e experimental

A Fig. 10 mostra os perfis de temperatura nas paredes fria e com fonte de calor para um mesmo caso, com valores relativos a dois experimentos, e o resultado numérico. O número de Rayleigh utilizado para o caso apresentado foi de 4×10^3 , resultando em um número de Grashof da ordem de $5,7 \times 10^3$, onde os efeitos das forças viscosas predominam sobre o empuxo, correspondendo a um processo de troca de calor por condução pura.

Os pontos experimentais mostrados na Fig. 10 são a média aritmética das temperaturas em regime permanente entre os termopares localizados em cada fileira conforme a Tab. 2, totalizando seis pontos. Esta maneira de apresentar os dados foi escolhida porque não foram observadas grandes diferenças nas leituras dos termopares na direção z que justificassem mostrar as temperaturas de modo separado para o caso analisado. Os dois resultados experimentais que aparecem na Fig. 10 correspondem à reprodução do experimento, para verificar se haveria algum efeito desconhecido que pudesse afetar a confiabilidade dos dados coletados. Os seis pontos experimentais apresentados para a parede fria são a média aritmética dos dois termopares localizados no centro geométrico da mesma, que tiveram seus valores considerados constantes ao longo da parede.

A comparação entre os resultados teórico e experimental apresentou grandes discrepâncias, como pode ser visto na Fig. 10. Uma hipótese que poderia justificar a discrepância observada entre os resultados teórico e experimental é que a cavidade construída com fontes discretas em todas as direções tende a amplificar os efeitos tridimensionais, quando comparada com a cavidade construída por Ramos (2003), que é considerada uma cavidade com fontes discretas, porém, contínuas na direção z (a fonte se estende por toda a profundidade da cavidade). Além disso, alguns detalhes construtivos e operacionais não puderam ser executados perfeitamente como desejado, como a construção de uma fonte de calor adequada, o uso de termopares de menor diâmetro e seu posicionamento de forma menos invasiva, e a utilização de equipamentos de medição mais precisos. Dessa forma, quando o experimento foi reproduzido, os resultados apresentaram grandes variações: na fileira 2 foi obtida uma diferença de $1,39 \text{ }^\circ\text{C}$ (quase 24% em relação ao menor valor). Considerando que a potência dissipada para dentro da cavidade foi de apenas $0,007 \text{ W}$, as temperaturas monitoradas tendem a ter pequenos valores para uma cavidade trabalhando nestas condições, e um efeito convectivo normal de aquecimento acima da fonte de calor pode na verdade tratar-se de um erro experimental.

O programa computacional utilizado teve cada etapa meticulosamente testada e validada com resultados provenientes da literatura. Não houve inserção de nenhuma teoria diferente além da modelagem matemática, hipóteses e condições de contorno consagradas para escoamentos em cavidades. O comportamento da solução no que diz respeito à estabilidade e convergência foi contraditório. O programa já havia sido testado em cavidades com nove fontes de calor presentes na parede e com números de Rayleigh da ordem de 10^5 , mostrando-se sempre estável e convergente. Quando a cavidade foi simulada com uma única fonte de calor para um número de Rayleigh da ordem de 10^5 o programa ficou instável e divergiu, por isso somente um caso foi colocado para comparação (o de menor número de

Rayleigh), optando-se ainda por uma malha com espaçamento uniforme no plano xy . Devido à complexidade da modelagem matemática e ao tempo de execução, não foi possível investigar em detalhe esse aspecto em tempo hábil para inclusão no presente artigo. Aparentemente, como o caso com nove fontes de calor possuía uma área ocupada pelas fontes discretas correspondente a 13% da área total da parede, enquanto a cavidade investigada neste projeto possui uma área ocupada pela fonte de calor equivalente a 8% da área total, o fluxo de calor local nas fontes seria muito maior no segundo caso (para a mesma potência total das fontes), resultando em maiores fluxos de calor, e conseqüentemente maiores gradientes de temperatura.

Apesar disso, o uso de um modelo tridimensional, mesmo com a utilização de malhas com menos pontos (devido ao armazenamento de variáveis), apesar de um aumento expressivo no tempo de processamento, é considerado a melhor opção para melhorar a qualidade dos resultados numéricos.

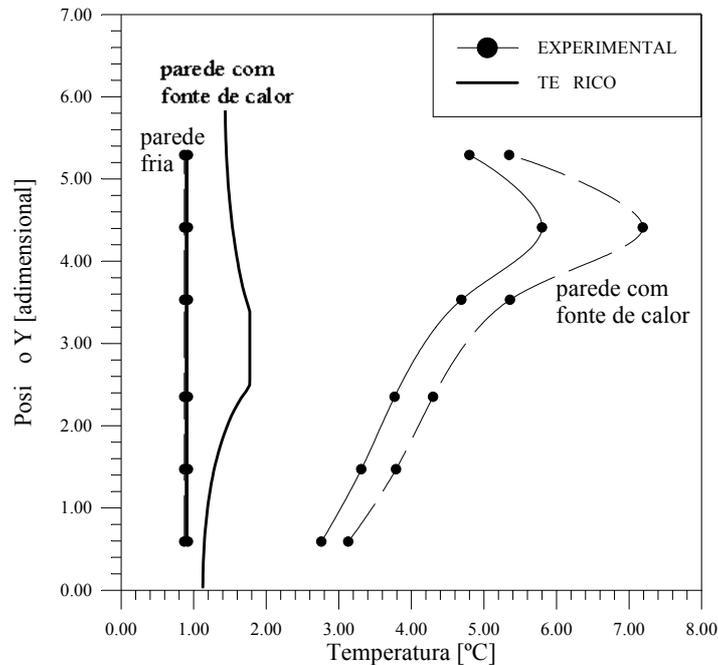


Figura 10. Comparação entre o resultado teórico e experimental para uma potência dissipada de 0,007 W ($Ra=4 \times 10^3$).

8. Conclusão

Neste trabalho foi estudado o processo de convecção natural interna em uma cavidade retangular com fontes de calor a partir da comparação de resultados (perfis de temperatura) teóricos e experimentais, visando à aplicação no resfriamento de componentes eletrônicos.

Os resultados teóricos foram obtidos a partir de simulação computacional, via método dos volumes finitos, levando em conta um modelo matemático tridimensional e considerando regime permanente, que foi validado através da comparação com resultados bidimensionais e também tridimensionais obtidos da literatura. O experimento foi realizado em um sistema simples e de baixo custo, que deveria possibilitar a aquisição de dados e visualização do escoamento no interior da cavidade, para aplicações de pesquisa e didáticas.

A comparação direta entre os resultados teórico e experimental foi feita para o caso de número de Rayleigh igual a 4×10^3 , apresentando grandes discrepâncias. A partir da validação, o programa computacional foi considerado coerente no que diz respeito à implementação do modelo matemático utilizado e à técnica de discretização adotada. As instabilidades apresentadas em alguns casos não mostrados indicam que novos caminhos devem ser buscados na solução deste e de outros problemas computacionais. Geradores de grade mais eficientes, novas técnicas de sub-relaxação, criação de sub-rotinas que possam permitir o uso da programação em paralelo, entre outros, são exemplos para a possível continuidade do trabalho na parte computacional.

O aparato experimental de baixo custo não apresentou resultados confiáveis, o que ficou evidente ao se tentar repetir resultados para um mesmo caso. Ainda assim, foi adquirida uma valiosa experiência na montagem desse tipo de sistema, a partir das dificuldades detectadas: pequenos vazamentos do ar que acabaram dificultando a retenção da fumaça dentro da cavidade para a retirada das fotos em regime permanente, além de provavelmente terem causado alterações nos perfis de temperatura. Como primeira sugestão para a continuidade dos testes, um rigoroso ajuste deve ser feito nas junções para evitar os vazamentos, seguida de uma análise de erros.

9. Agradecimentos

Os autores agradecem ao Prof. Dr. Petrônio Masanobu Tanisho pela autorização do uso das dependências do Laboratório de Pesquisa da UNESP-FEG, e ao CNPq pelo suporte financeiro.

10. Referências

- Da Silva, A. K., Lorente, S. and Bejan, A., 2004, "Optimal distribution of discrete heat sources on a wall with natural convection", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, pp. 203-214.
- Dias Jr., T. and Milanez, L. F., 2006, "Optimal location of heat sources on a vertical wall with natural convection through genetic algorithms" *International Journal of Heat and Mass Transfer*, No Prelo.
- Heindel, T. J., Ramadhyani, S. and Incropera, F. P., 1995a, "Conjugate natural convection from an array of discrete heat sources: part 1 – two- and three – dimensional model validation", *International Journal Heat and Fluid Flow*, Vol.16, pp.501-510.
- Heindel, T. J., Ramadhyani, S. and Incropera, F. P., 1995b, "Conjugate natural convection from an array of discrete heat sources: part 2 – a numerical parametric study", *International Journal Heat and Fluid Flow*, Vol.16, pp.511-518.
- Kurokawa, F. Y., Zaparoli, E. L. and Andrade, C. R., 2005, "Conjugate natural convection applied to the electronic component cooling", *Proceedings of the 18th International Congress of Mechanical Engineering*, in CD-ROM, Ouro Preto, MG Brazil.
- Patankar, S. V., 1980, "Numerical heat transfer and fluid flow", Hemisphere Publishing Corporation, 197 p.
- Ramos, R. A. V., Takaki, A. T. and Dammo, G. S., 2003, "Experimental results for natural convection heat transfer in a cavity with flush mounted heat sources", *Proceedings of the 17th International Congress of Mechanical Engineering*, in CD-ROM, São Paulo, SP, Brazil.
- Van den Vorst, H. A. and Sonneveld, P., 1990, "CGSTAB, a more smoothly converging variant of CGS", *Tech. Report – Delft University of Technology*, pp. 50-90.
- Yu, E. and Joshi, Y., 1997, "A numerical study of three-dimensional laminar natural convection in a vented enclosure", *International Journal Heat and Fluid Flow*, Vol.18, pp.600-612.

THEORETICAL-EXPERIMENTAL STUDY OF NATURAL CONVECTION IN A CAVITY WITH HEAT SOURCES

Ives Nzamba

nzamba@fat.uerj.br

Newton Galvão de C. Leite

nleite@fat.uerj.br

Humberto Araujo Machado

machado@fat.uerj.br

College of Technology – FAT

Rio de Janeiro State University – UERJ

Estrada Resende-Riachuelo, s/n, Morada da Colina

27523-000

Resende, RJ

Maurício de Araújo Zanardi

Guaratinguetá College of Engineering – FEG / UNESP

Department of Energy, Av. Dr. Ariberto Pereira da Cunha, 333, Pedregulho

12516-410

Guaratinguetá, SP

mzanardi@feg.unesp.br

Abstract

In this work a computational program is implemented, in order to simulate the process of natural convection in a closed cavity with heat sources inside. The program was built from a classic mathematical model, based on the conservation laws of momentum and energy in three-dimensional shape, considering steady state flow. The results were compared with literature data, presenting good agreement and assuring physical coherence. Additionally a cavity with heat sources was constructed and temperature data were measured for a Rayleigh number of 4×10^3 , and such results were compared with the numerical data obtained from the program. Finally, a process of image capturing through photography employing a simple system of illumination was successfully tested, showing the viability of construction of such a low cost device.

Keywords: Natural convection, Cavities with heat sources, Numerical simulation.