

CONVECÇÃO NATURAL EM CAVIDADES RETANGULARES AQUECIDAS EM UM LADO E RESFRIADAS NO TOPO

Santiago D. R. Oliveira*, Vicente L. Scalon** e Alcides Padilha***

* Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia, Mestrado em Engenharia Mecânica
Av. Eng. Luiz Edmundo Coube, s/n° Vargem Limpa, Bauru – SP CEP 17033-360
email: santiagooliveira@yahoo.com.br

** Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia, Departamento de Engenharia Mecânica
Av. Eng. Luiz Edmundo Coube, s/n° Vargem Limpa, Bauru – SP CEP 17033-360
email: scalon@feb.unesp.br

*** Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia, Departamento de Engenharia Mecânica
Av. Eng. Luiz Edmundo Coube, s/n° Vargem Limpa, Bauru – SP CEP 17033-360
email: padilha@feb.unesp.br

Palavras-chave: Convecção natural, cavidades, elementos finitos.

Resumo. *Em várias aplicações de engenharia e processos que ocorrem naturalmente, o fenômeno da transferência de calor por convecção natural desempenha um papel importante na análise dessas aplicações. Existem numerosos estudos na literatura analisando o processo de convecção natural em cavidades, na sua maioria admitindo paredes laterais termicamente ativas e paredes horizontais isoladas termicamente. Entretanto, poucos trabalhos utilizam-se de outras condições, tal como uma parede lateral aquecida e o topo resfriado, com as outras duas paredes isoladas. Esse caso é de especial interesse em aplicações com topo resfriado. Nesse trabalho analisou-se numericamente o fenômeno da convecção natural bidimensional de um fluido contido em uma cavidade aquecida em um lado e resfriada no topo através da formulação vorticidade-função corrente. Os comportamentos do escoamento e do transporte de energia são investigados para uma determinada faixa de números de Rayleigh e algumas relações de aspecto. A solução do sistema de equações diferenciais não-lineares do modelo matemático do problema é obtida numericamente aplicando-se a técnica dos elementos finitos. Analisou-se também o comportamento do número de Nusselt na parede aquecida da cavidade.*

1 INTRODUÇÃO

O fenômeno da transferência de calor por convecção natural é o mecanismo dominante nas aplicações de engenharia e presente em uma série de processos naturais. Além de sua importância em tais processos, devido ao acoplamento do escoamento de massa e energia, o fenômeno da convecção natural ou forçada ainda é um importante campo de pesquisas.

Na literatura existem inúmeros estudos relativos à convecção natural em cavidades, sendo que diversos deles são listados na revisão apresentada por Ostrach [1]. A maioria dos estudos anteriores de convecção natural em cavidades utiliza paredes verticais ou paredes horizontais termicamente ativas.

Embora diversas condições de contorno possam ser encontradas na prática, há na literatura um número limitado de estudos com condições de contorno mais complexas. Hasnaoui et al. [2] analisaram a convecção natural em uma cavidade aquecida pela base. Ganzarolli e Milanez [3] analisaram numericamente a convecção natural permanente em uma cavidade aquecida na base e resfriada nas laterais. Valencia e Frederick [4] estudaram numericamente a convecção natural do ar em cavidades quadradas com paredes laterais metade ativas e metade isoladas para números de Rayleigh de 10^3 a 10^7 . Chinnokotla et al. [5] fizeram um estudo paramétrico do escoamento fluido e transporte de energia em cavidades em forma de L com as superfícies aquecidas assimetricamente. Selamet e Arpacı [6] estudaram a convecção natural em uma fenda vertical de seção superior estreita e analisaram o efeito de uma mudança repentina na temperatura da parede quente no escoamento e transporte de energia. Chu et al. [7] realizaram um estudo numérico e experimental do fenômeno da convecção natural bidimensional laminar em cavidades retangulares para analisar os efeitos das dimensões e localização do aquecedor, relação de aspecto, e condições de contorno nessa cavidade. November e Nansteel [8] estudaram o escoamento natural convectivo em uma cavidade quadrada com uma parede vertical resfriada e a base aquecida. Poulidakos [9] obteve resultados numéricos para convecção natural em uma cavidade aquecida e resfriada ao longo de uma mesma parede. Em seus estudos numéricos, Aydin et al. [10] consideraram o caso de uma cavidade quadrada aquecida em um lado e resfriada no topo, e estudaram a influência do número de Rayleigh no campo de escoamento e transporte de energia.

No presente trabalho, convecção natural é analisada numericamente em uma cavidade retangular aquecida em um dos lados e resfriada no topo. As temperaturas da parede aquecida e do topo resfriado são assumidas como sendo constantes. Esse tipo de condição de contorno tem importância prática especialmente em aplicações de topos resfriados. O objetivo principal desse estudo é determinar os efeitos da relação de aspecto e do número de Rayleigh no comportamento do escoamento e transferência de calor na cavidade. As equações diferenciais parciais não-lineares do problema são resolvidas utilizando a técnica dos elementos finitos e discretização por Galerkin.

1.1 Nomenclatura

a_r relação de aspecto, adimensional	<i>Símbolos gregos</i>
g aceleração da gravidade [m/s^2]	α difusividade térmica [m^2/s]
Gr número de Grashof, adimensional	β coeficiente de expansão térmica [$1/K$]
H altura da cavidade [m]	ζ vorticidade [$1/s$]
L comprimento da cavidade [m]	θ temperatura adimensional
n coordenada na direção normal	ξ vorticidade adimensional
Nu número de Nusselt, adimensional	τ tempo adimensional
Pr número de Prandtl, adimensional	ψ função corrente [m^2/s]
Ra número de Rayleigh, adimensional	Ψ função corrente adimensional
T temperatura [K]	Φ variável geral adimensional
t tempo [s]	<i>Subscritos</i>
u velocidade em x [m/s]	C parede fria
U velocidade adimensional em x	H parede quente
v velocidade em y [m/s]	i, j índices de coordenadas
V velocidade adimensional em y	m valor médio
x, y coordenadas definidas na Fig. 1	max valor máximo
X, Y coordenadas adimensionais	p parede

2 ANÁLISE

A geometria e o sistema coordenadas do problema proposto estão mostrados na Fig. 1. A dimensão da cavidade na direção z é assumido como sendo infinitamente longa. A cavidade é aquecida em um dos seus lados e resfriada no topo enquanto a outra parede lateral e a base são mantidas isoladas. As temperaturas da parede quente e do topo frio são admitidas como constantes, ou seja, T_H e T_C respectivamente, enquanto a outra parede lateral e a base adiabáticas.

2.1 Formulação matemática

O sistema de equações governantes adimensionais (função corrente, vorticidade e energia) para um escoamento bidimensional, laminar e incompressível com propriedades do fluido constantes é dado por:

$$\frac{\partial^2 \Psi}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial Y^2} = -\xi \quad (1)$$

$$\frac{\partial \xi}{\partial \tau} + U \frac{\partial \xi}{\partial X} + V \frac{\partial \xi}{\partial Y} = \text{Pr} \left(\frac{\partial^2 \xi}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \xi}{\partial Y^2} \right) + \text{Ra Pr} \frac{\partial \theta}{\partial X} \quad (2)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \quad (3)$$

onde as variáveis adimensionais incluindo função corrente e vorticidade são definidas por:

$$X = \frac{x}{H}, \quad Y = \frac{y}{H}, \quad \theta = \frac{T - T_C}{T_H - T_C}, \quad (4)$$

$$\tau = \frac{\alpha t}{H^2}, \quad U = \frac{u}{\alpha/H}, \quad V = \frac{v}{\alpha/H},$$

$$U = \frac{\partial \Psi}{\partial Y}, \quad V = -\frac{\partial \Psi}{\partial X}, \quad \xi = \frac{\partial V}{\partial X} - \frac{\partial U}{\partial Y} \quad (5)$$

Na Eq. (3), $Pr = \nu/\alpha$ é o número de Prandtl e $Ra = g\beta H^3(T_H - T_C)/\nu\alpha$ é o número de Rayleigh.

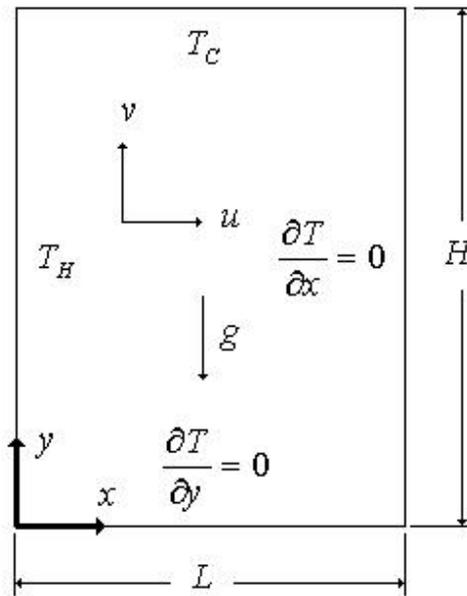


Figura 1 – Geometria e sistema de coordenadas

2.2 Condições de contorno

Através da introdução das variáveis adimensionais nas condições de contorno físicas ilustradas na Fig. 1, são obtidas as seguintes condições de contorno adimensionais:

$$\theta = 1, \quad U = 0, \quad V = 0 \quad \text{em} \quad X = 0 \quad \text{e} \quad 0 < Y < 1 \quad (6)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial X} = 0, \quad U = 0, \quad V = 0 \quad \text{em} \quad X = a_r \quad \text{e} \quad 0 < Y < 1 \quad (7)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0, \quad U = 0, \quad V = 0 \quad \text{em} \quad Y = 0 \quad \text{e} \quad 0 < X < a_r \quad (8)$$

$$\theta = 0, \quad U = 0, \quad V = 0 \quad \text{em} \quad Y = 1 \quad \text{e} \quad 0 < X < a_r \quad (9)$$

onde $a_r = L/H$ é a relação de aspecto da cavidade.

Para a função corrente, a condição de contorno para toda a superfície da cavidade é admitida como sendo:

$$\Psi = 0 \quad (10)$$

o que implica que não há transferência de massa através das paredes da cavidade e as fronteiras por si mesmas formam uma das linhas de corrente [2].

Em geral, o valor da vorticidade na fronteira sólida é obtido da expansão de séries de Taylor em torno do ponto sólido e pode ser expressa matematicamente por:

$$\xi_p = -\frac{\partial^2 \Psi}{\partial n^2} \quad (11)$$

onde ξ_p é o valor da vorticidade na parede e n é a normal a superfície. Para calcular numericamente os valores da vorticidade nos vértices são tomados valores médios da vorticidade nos dois nós vizinhos.

2.3 Número de Nusselt médio para as paredes quente e fria

Os números de Nusselt médios, \overline{Nu}_y para a parede aquecida vertical e \overline{Nu}_x para o topo resfriado são dados por:

$$\overline{Nu}_y = \int_0^1 Nu(Y) dY \quad (12)$$

$$\overline{Nu}_x = \frac{1}{a_r} \int_0^{a_r} Nu(X) dX \quad (13)$$

onde $Nu(Y)$ e $Nu(X)$ são os números de Nusselt locais para a parede lateral aquecida e para o topo resfriado respectivamente, são dados por:

$$Nu(Y) = \left[-\frac{\partial \theta}{\partial X} \right]_{X=0} \quad (14)$$

$$Nu(X) = \left[-\frac{\partial \theta}{\partial Y} \right]_{Y=1} \quad (15)$$

2.4 Procedimento numérico

As equações governantes sujeitas e suas condições de contorno são resolvidas numericamente através das técnicas de elementos finitos. Detalhes da formulação e de como a discretização foi realizada podem ser encontrados em Oliveira [11]. Partindo de valores iniciais arbitrários das variáveis, as equações transientes discretizadas são então solucionadas para cada passo de tempo até que o regime permanente seja atingido. Este procedimento é bastante comum na obtenção de soluções de problemas em regime permanente, sendo utilizado como alternativa ao processo de sub-relaxação sugerido em outras metodologias. O regime permanente é atingido após satisfação do seguinte critério de convergência:

$$\sum_{i,j} |\Phi_{i,j}^{n+1} - \Phi_{i,j}^n| \leq \varepsilon \quad (16)$$

onde Φ é substituído por Ψ , ζ ou θ ; n se refere ao tempo e i e j se referem as coordenadas espaciais. O passo de tempo utilizado nos cálculos depende do número de Rayleigh e da malha utilizada, sendo o valor de ε utilizado de 0.01.

Num estudo de otimização da malha foi verificado que utilizando uma malha de 21x21 subdivisões proporcionou bons resultados para todos as situações propostas. Além disso, o efeito da dependência da malha na descontinuidade de temperaturas na intersecção das paredes quente e fria, em termos do número de Nusselt local, foi resolvido admitindo um valor de temperatura nesse ponto. Embora a descontinuidade de temperatura nesse vértice não tenha influência nos cálculos numéricos das temperaturas no interior da cavidade e no campo de escoamento, são necessárias algumas considerações a respeito desse ponto. De acordo com Ganzarolli e Milanez [3], a maneira mais simples de lidar com esse problema é assumir a temperatura média das duas paredes termicamente ativas nesse ponto e mantendo os nós adjacentes com as mesmas temperaturas da parede.

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os cálculos foram realizados considerando-se o ar como fluido de trabalho, com número de Prandtl igual a 0.71. Foi estudado o efeito da relação de aspecto a_r para cinco valores diferentes e iguais a 0.25, 0.5, 1.0, 2.0 e 4.0. Observa-se que nesse estudo a relação de aspecto $a_r = L/H$ é igual a relação entre o comprimento da parede fria L_c e o comprimento da parede quente L_H . O efeito do número de Rayleigh é analisado na faixa de $10^1 \leq Ra \leq 10^6$. Os resultados são apresentados nas Figs. 2-4 na forma de linhas de corrente e isotermas. Nessas figuras, as isotermas estão dispostas em intervalos iguais entre zero (na parede fria) e a unidade (na parede quente), e para as linhas de corrente seus valores entre Ψ_{\min} e Ψ_{\max} .

3.1 Cavidades quadradas

A Fig. 2 mostra as linhas de corrente e isothermas para cavidade quadrada ($a_r = 1$) e vários números de Rayleigh. Para $Ra = 10^1$ a 10^3 , as linhas de corrente formam uma única célula de recirculação localizada na região central e as correspondentes isothermas exibem características de condução pura formando uma estrutura diagonalmente simétrica como pode ser visto nas Figs. 2(a)-2(b). O fluido que foi aquecido ascende ao longo da parede vertical e é rapidamente resfriado na vizinhança do topo, formando, por outro lado, uma camada de fluido fria descendente. Esta movimentação origina uma fraca recirculação em torno do centro da cavidade. A interação das correntes de fluido aquecida e resfriada resulta na separação das isothermas no quadrante inferior esquerdo da cavidade e na aproximação das mesmas no quadrante superior direito. À medida que aumenta o número de Rayleigh o centro da célula de recirculação se move em direção ao vértice inferior esquerdo. Como consequência do aumento do movimento convectivo quando se aumenta o número de Rayleigh, os gradientes de temperatura próximos à parede vertical aquecida e do topo resfriado se tornam maiores e o fluido quente tende a ocupar a parte inferior da cavidade (Fig. 2(d)).

Para $Ra = 10^5$, na Fig. 2(e), uma formação de camada limite térmica é observada adjacente ao topo resfriado. Com o aumento do número de Rayleigh para 10^6 , essa camada limite se torna mais adensada (Fig. 2(f)). O gradiente de temperaturas na parede vertical aquecida é máximo no topo e decresce do topo para a base. Variação similar do gradiente de temperaturas é observada no topo resfriado, onde o gradiente máximo está localizado no vértice esquerdo. Além disso, o fluxo de calor na parede quente decresce do topo para a base enquanto o fluxo de calor no topo resfriado decresce da esquerda para a direita. Para $Ra > 10^5$ as isothermas se tornam mais estratificadas na metade superior da cavidade e o fluido fica relativamente estagnado na região central.

3.3 Cavidades profundas ou com relação de aspecto pequenas ($a_r < 1$)

A Fig. 4 mostra a influência do número de Rayleigh no escoamento e transferência de calor em uma cavidade com relação de aspecto $a_r = 0.25$, representando uma cavidade profunda. Para $Ra = 10^1$ a 10^4 , a estrutura das linhas de corrente e isothermas sugerem que o comportamento do escoamento é caracterizado por uma única célula com recirculação fraca e a transferência de calor ocorre principalmente por condução. Nesses casos o centro da célula de recirculação está localizado próximo ao topo da cavidade. Com o aumento do número de Rayleigh até 10^6 , não há variação significativa do campo de escoamento, com o centro da célula de recirculação permanecendo próximo do topo da cavidade. Já as isothermas tornam-se mais próximas do topo quente com o aumento do número de Rayleigh e a maior parte da cavidade é ocupada pelo fluido aquecido. Devido a isso a célula de recirculação sofre uma pequena distorção na direção do escoamento. Para $Ra \geq 10^5$, as isothermas se tornam mais estratificadas na porção superior da cavidade e o fluido torna-se relativamente estagnado na região central.

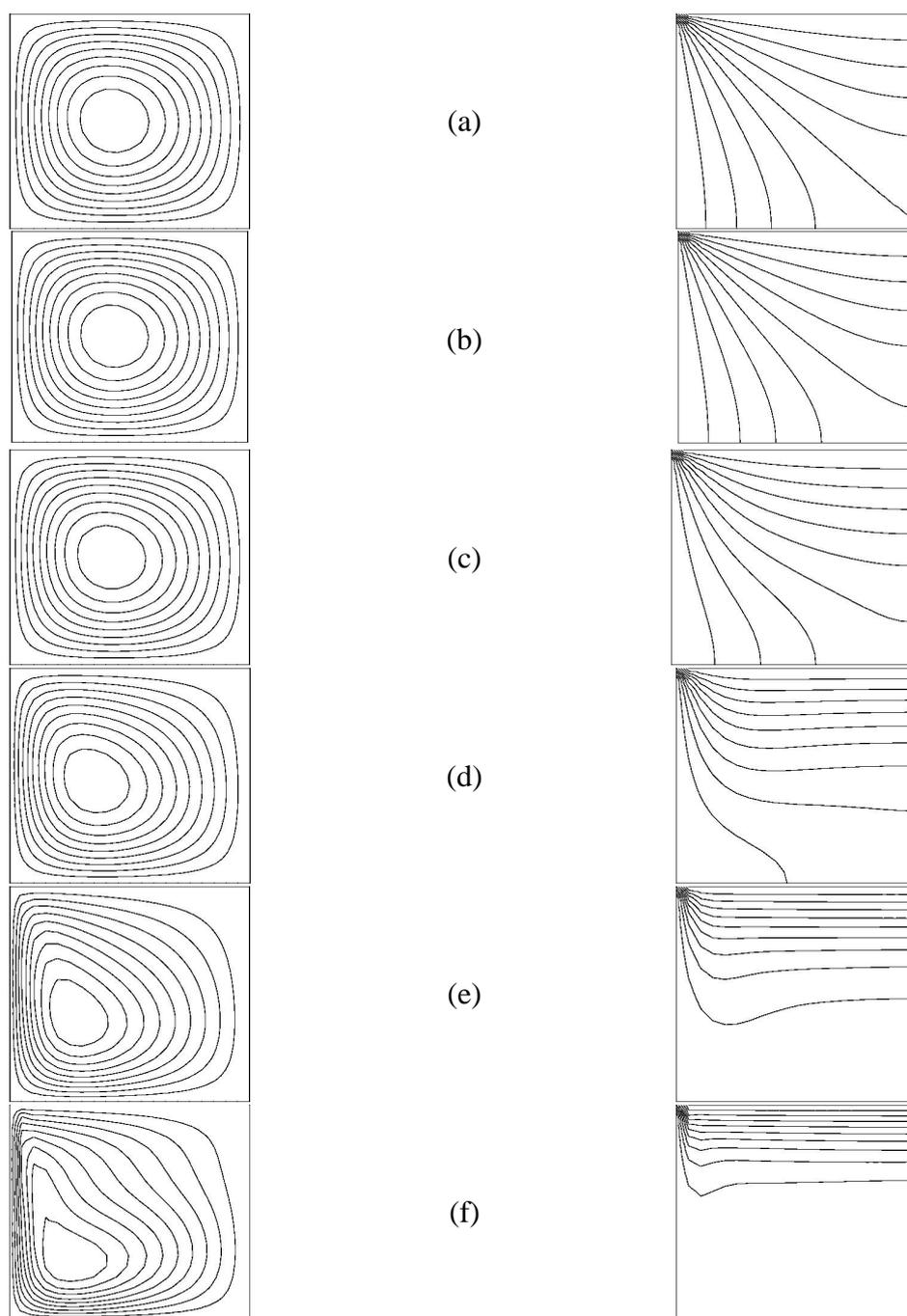


Fig. 2 – Linhas de função corrente constante (à esquerda) e isothermas (à direita) para $a_r = 1.0$: (a) $Ra = 10^1$; (b) $Ra = 10^2$; (c) $Ra = 10^3$; (d) $Ra = 10^4$; (e) $Ra = 10^5$; (f) $Ra = 10^6$.

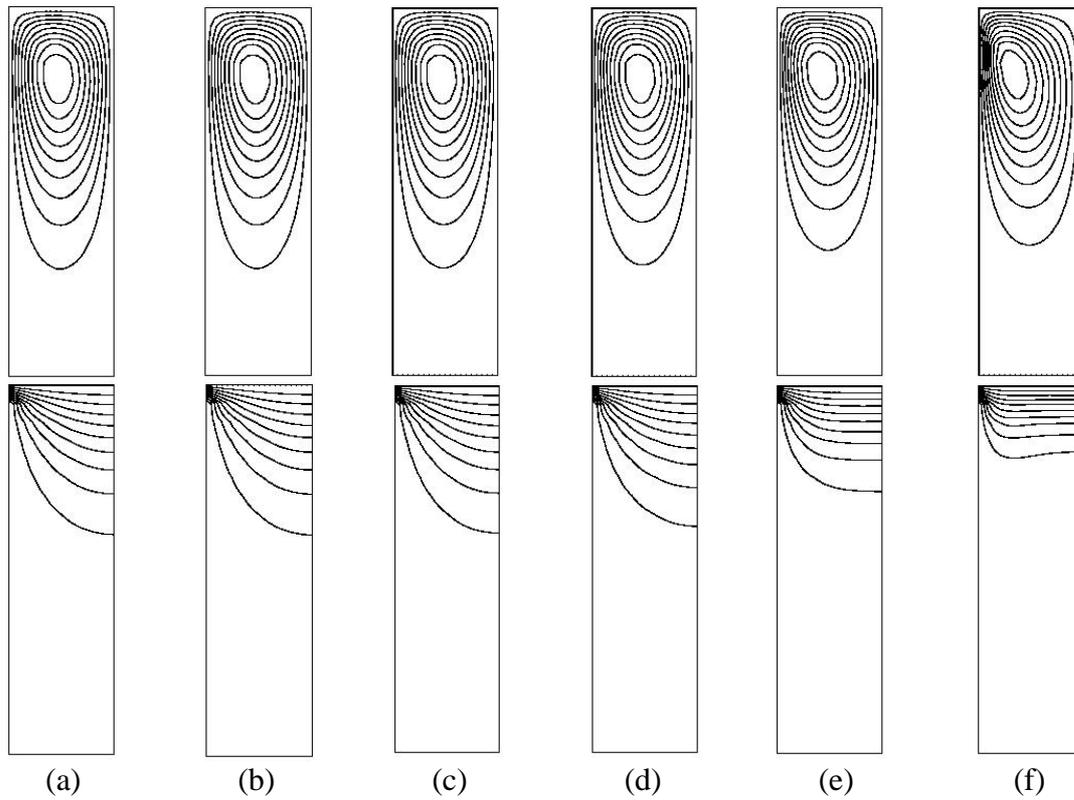


Fig. 3. Linhas de função corrente constante (parte superior) e isothermas (parte inferior) para $a_r = 0.25$:
 (a) $Ra = 10^1$; (b) $Ra = 10^2$; (c) $Ra = 10^3$; (d) $Ra = 10^4$; (e) $Ra = 10^5$; (f) $Ra = 10^6$.

3.3 Cavidades rasas ou com relação de aspecto maiores ($a_r > 1$)

Os comportamentos do escoamento e das temperaturas para $a_r = 4$, representando cavidades rasas, estão mostrados na Fig. 5. De maneira similar ao caso de cavidades quadradas, é observado que uma única célula de rotação se forma para uma faixa de número de Rayleigh de 10^1 a 10^6 . Para baixos valores do número de Rayleigh, a célula de rotação, cujo centro está localizado próximo à parede quente, não ocupa toda a cavidade e as isothermas exibem características de condução pura. Conforme se aumenta o número de Rayleigh, o centro da célula se move da esquerda para a direita ao longo do eixo x e o escoamento tende a ocupar toda a cavidade mais uniformemente. Observa-se também que as isothermas para Ra de 10^1 a 10^3 estão aproximadamente paralelas à parede aquecida e exceto na região do vértice esquerdo, a célula permanece termicamente inativa. Nesse caso o fluido serve como um reservatório isotérmico de frio e a transferência de calor da parede quente para esse reservatório ocorre principalmente por condução. À medida que se aumenta o número de Rayleigh, as isothermas são distorcidas ao longo da diagonal da cavidade devido à convecção resultando no aumento da extensão da zona termicamente ativa no topo resfriado em direção a parede vertical isolada.

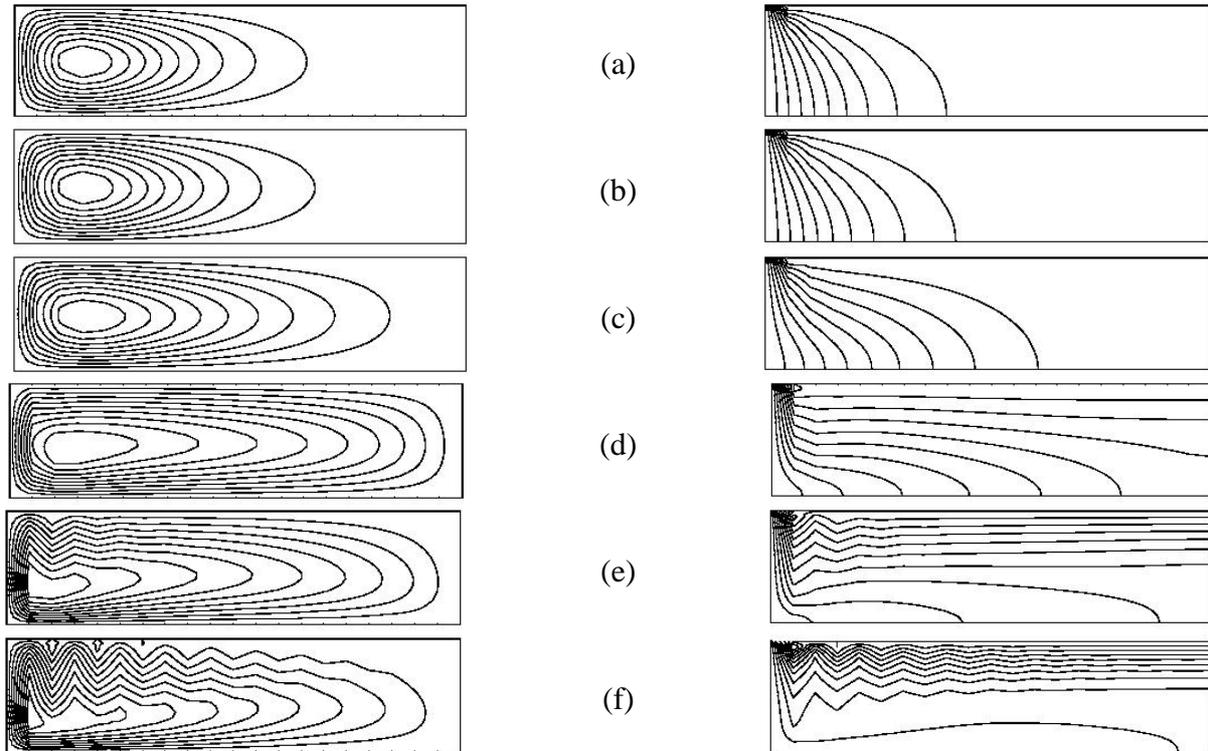


Fig. 4. Linhas de função corrente constante (à esquerda) e isothermas (à direita) para $a_r = 4.00$: (a) $Ra = 10^1$; (b) $Ra = 10^2$; (c) $Ra = 10^3$; (d) $Ra = 10^4$; (e) $Ra = 10^5$; (f) $Ra = 10^6$.

De uma maneira geral os resultados aqui apresentados apresentam-se similares aos obtidos por Aydin et al. [10], entretanto é possível notar algumas diferenças, principalmente para os perfis de distribuição da função corrente e temperatura no caso de valores de Ra mais altos. Testes realizados com refinamento de malha e usando esta mesma formulação confirmaram o resultado aqui apresentado, indicando que estes valores obtidos se apresentam consistentes com a formulação utilizada.

3.4 Número de Nusselt para a parede vertical aquecida e função corrente máxima

Com base nos valores de temperatura local, foram calculados os números de Nusselt locais e o número de Nusselt médio utilizando as Eqs. (12)-(15). Como está se lidando com um problema em regime permanente sem geração de calor e sem dissipação viscosa, fica claro, do balanço global de energia, que os números de Nusselt médios para a parede lateral aquecida e do topo resfriado não são independentes entre si. O balanço global de energia para a cavidade produz a seguinte relação entre esses dois números de Nusselt:

$$\overline{Nu}_x = \overline{Nu}_y / a_r \quad (17)$$

Com isso, a influência do número de Rayleigh e relação de aspecto na transferência de calor que ocorre na cavidade é analisado considerando \overline{Nu}_y como o parâmetro básico de transferência de calor. A influência do número de Rayleigh no número de Nusselt médio na parede lateral aquecida é mostrada na Fig. 5 para várias relações de aspecto. Para baixos números de Rayleigh ($Ra \leq 10^3$), especialmente para cavidades profundas ($a_r < 1$), a influência do número de Rayleigh no número de Nusselt médio não é significativa. Essa influência se torna mais forte com o aumento do número de Rayleigh a partir de 10^4 .

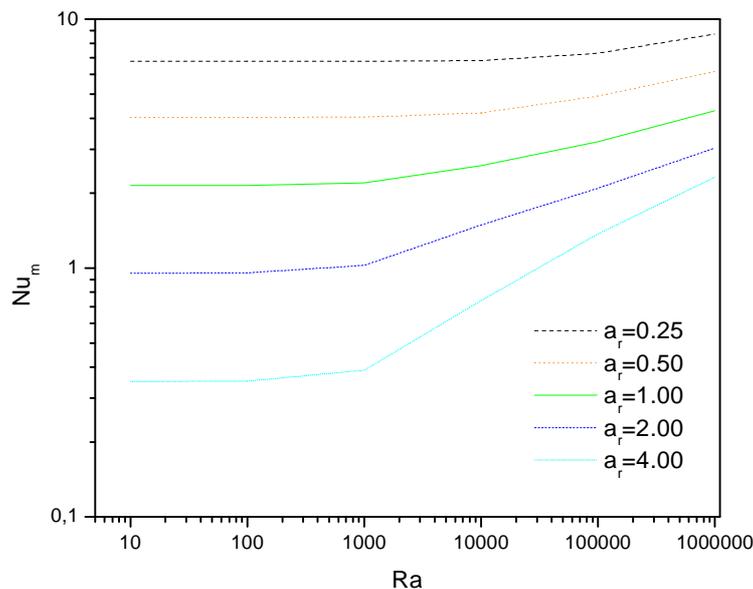


Figura 5 – Variação do número de Nusselt médio na parede aquecida com o número de Rayleigh

O efeito da relação de aspecto sobre o número de Nusselt médio é mostrado na Fig. 6. Desta figura pode ser observado que a influência da relação de aspecto no número de Nusselt médio é significativamente diferente para cavidades rasas e profundas. No caso de cavidade profunda a dependência do número de Nusselt na relação de aspecto é representado por uma forte inclinação na curva $Nu - a_r$ para um número de Rayleigh fixo. A inclinação das curvas aumenta conforme a relação de aspecto diminui, mostrando a forte influência da relação de aspecto. Por outro lado, no caso de cavidades rasas, o número de Nusselt médio tem uma relação mais fraca com a relação de aspecto.

A variação do número de Nusselt local ao longo da parede aquecida em função da altura da cavidade é mostrada na Fig. 7. Os resultados foram apresentados para uma cavidade quadrada e vários números de Rayleigh. Observa-se, neste caso, uma variação acentuada do número de Nusselt local para números de Rayleigh de 10^1 a 10^3 , visto que as isotermas exibem características de condução pura formando uma estrutura diagonalmente simétrica. Para números de Rayleigh de 10^4 a 10^5 e principalmente para 10^6 , a variação do número de Nusselt

local diminui significativamente devido ao aumento da estratificação de temperaturas na região superior da cavidade.

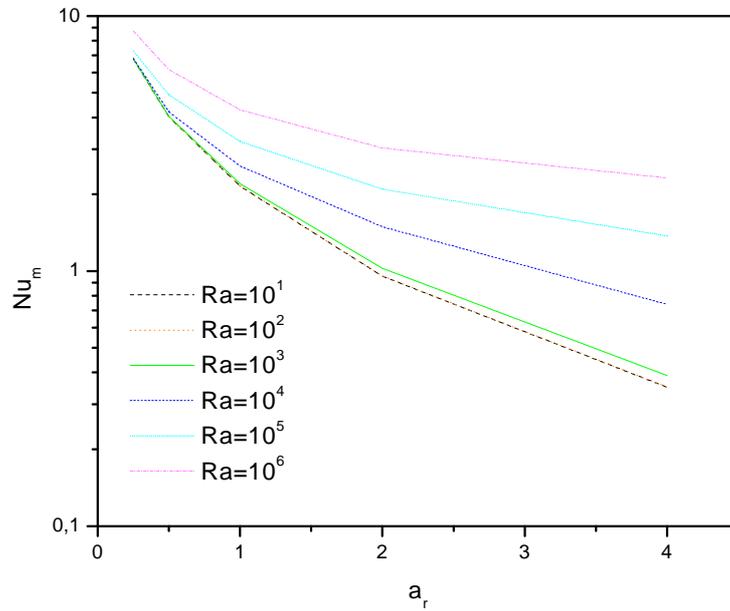


Figura 6 – Variação do número de Nusselt médio na parede aquecida com a relação de aspecto.

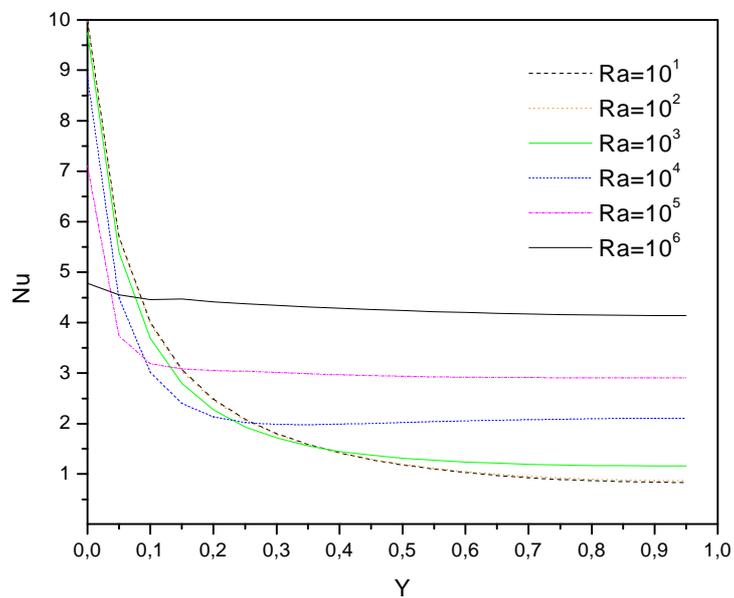


Figura 7 – Variação do número de Nusselt local na parede aquecida com a altura da cavidade ($a_r = 1$).

A Fig. 8 mostra o valor máximo da função corrente com o número de Rayleigh para várias relações de aspecto. Para Rayleigh de 10^1 a 10^2 não se observa variação significativa da função corrente nas relações de aspectos consideradas. Para números de Rayleigh maiores que 10^2 verifica-se um aumento gradativo da função corrente, decorrente do aumento da intensidade do escoamento. Esse aumento é mais acentuado para cavidades rasas ($a_r > 1$) e menos acentuada para cavidades profundas ($a_r < 1$).

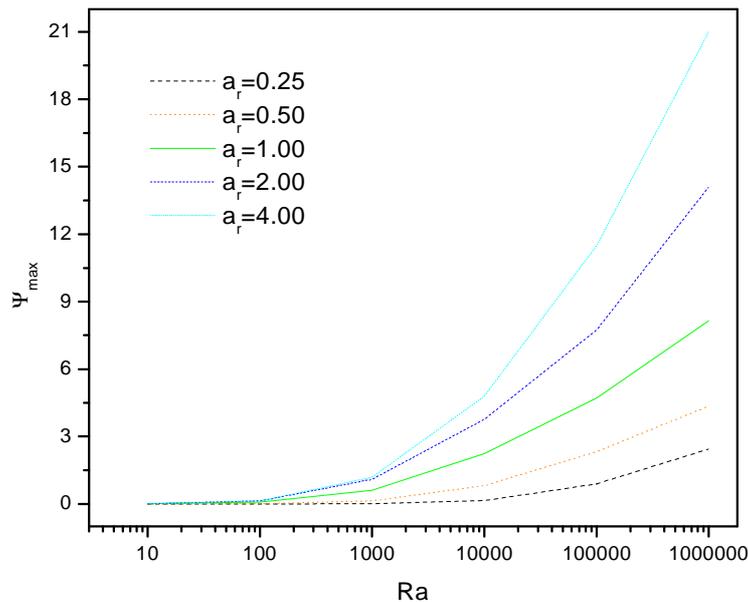


Figura 8 – Valor máximo da função corrente com o número de Rayleigh

4. CONCLUSÕES

Nesse estudo foram apresentados resultados de um estudo numérico dos comportamentos do escoamento e da transferência de calor em uma cavidade bidimensional termicamente aquecida em um lado e resfriada no topo. O modelo matemático foi solucionado utilizando a técnica dos elementos finitos e discretização por Galerkin. A influência do número de Rayleigh no escoamento fluido e transferência de calor é analisada na faixa de $10^1 \leq Ra \leq 10^6$. Com relação ao efeito da configuração da cavidade, quatro relações de aspecto diferentes $a_r = 0.25, 0.5, 2.0$ e 4.0 são consideradas além de cavidade quadrada ($a_r = 1$). Para cada relação de aspecto foi notado apenas uma célula de recirculação para a faixa do número de Rayleigh considerado. Foi visto também que o número de Nusselt médio não varia significativamente para $Ra \leq 10^3$, enquanto o mesmo tem uma forte dependência do número de Rayleigh para $Ra \geq 10^3$, principalmente nas cavidades profundas. Para cavidades quadradas e rasas ($a_r \geq 1$), o número de Nusselt médio aumenta com o aumento do número de Rayleigh e a maior parte da cavidade é ocupada pelo fluido quente, especialmente para altos

números de Rayleigh. Os resultados obtidos através do modelo proposto apresentam-se similares as de outros modelos, principalmente aos apresentados por Aydin et al. [10]. As pequenas diferenças apresentadas precisam de maiores esclarecimentos que só poderão ser obtidos por outras implementações deste problema.

5. BIBLIOGRAFIA

- [1] S. Ostrach, “Natural convection in enclosures”, *Journal of Heat Transfer*, **110**, 1175-1190 (1988).
- [2] M. Hasnaoui, E. Bilgen e P. Vasseur, “Natural convection heat transfer in rectangular cavities heated from below”, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, **38**, 255-264 (1992).
- [3] M. M. Ganzarolli e L. F. Milanez, “Natural convection in rectangular enclosures heated from below and symmetrically cooled from the sides”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **32**, 1063-1073 (1995).
- [4] A. Valencia e R. L. Frederick, “Heat transfer in square cavities with partially active vertical walls”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **32**, 1567-1574 (1989).
- [5] R. B. Chinnokotla, D. Angirasa e R. L. Mahajan, “Parametric study of buoyancy-induced flow and heat transfer from L-shaped corners with asymmetrically heated surfaces”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **39**, 851-856 (1996).
- [6] E. E. Selamet, V. S. Arpaci e C. Borgnakke, “Simulation of laminar buoyancy-driven flows in an enclosure”, *Numerical Heat Transfer*, **22**, 401-420 (1992).
- [7] E. H. -S. Chu, S. W. Churchill e C. V. S. Patterson, “The effect of heater size, location, aspect ratio, and boundary conditions on two-dimensional, laminar, natural convection in channels”, *Journal of Heat Transfer*, **98**, 1194-1201 (1976).
- [8] M. November e M. W. Nansteel, “Natural convection in rectangular enclosures heated from below and cooled along one side”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **30**, 2433-2440 (1987).
- [9] D. Poulikakos, “Natural convection in a confined fluid-filled space driven by a single vertical wall with warm and cold regions”, *Journal of Heat Transfer*, **107**, 867-876, (1985).
- [10] O. Aydin, A. Unal e T. Ayhan, “Natural convection in rectangular enclosures heated from one side and cooled from the ceiling”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **42**, 2345-2355 (1999).
- [11] Oliveira, S.D.R, *Análise numérica de tanques de armazenamento térmico usando barreiras de meios porosos*, Dissertação de Mestrado, Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia, UNESP-Campus Bauru, (2004)