

ESTUDO DA CONVECÇÃO NATURAL EM CAVIDADES ABERTAS EM UM LADO

Viviana Cocco Mariani

Pontifícia Universidade Católica do Paraná – PUCPR
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica - PPGEM
Rua Imaculada Conceição, 1155, Prado Velho
CEP: 81611-970, Curitiba - PR - Brasil
e-mail: viviana.mariani@pucpr.br

Adriano da Silva

Universidade Comunitária Regional de Chapecó – UNOCHAPECÓ
Curso de Engenharia Química, Centro de Ciências Agro-Ambientais e de Alimentos
Rua Senador Atilio Fontana, 591 E
CEP: 89809-000, Chapecó, SC, Brasil
e-mail: adriano@unochapeco.edu.br

Resumo. No presente trabalho a transferência de calor por convecção natural em cavidades retangulares abertas com diferentes relações de $A = S/H$, onde S é o comprimento e H é a altura da cavidade, é investigada numericamente. As cavidades possuem duas paredes adiabáticas, uma parede aquecida com uma temperatura T_w , onde $T_w > T_\infty$, e a outra parede aberta. O método dos volumes finitos é utilizado para discretização das equações que governam o escoamento. O armazenamento desencontrado das variáveis é adotado e os esquemas Power-Law e SIMPLEC são empregados. As simulações numéricas são realizadas para três domínios computacionais cujo comprimento $S = 0,25$; 1 e 7 , onde o número de Rayleigh varia entre 10^3 e 10^9 . Os resultados mostram que o escoamento e a transferência de calor são governados pelo número de Rayleigh e pela relação S/H . O número de Nusselt médio local na parede aquecida é calculado e os resultados obtidos são comparados com a literatura disponível. As linhas de corrente e isothermas são ilustradas e nota-se boa concordância com os resultados disponíveis na literatura.

Palavras chave: convecção natural, método dos volumes finitos, cavidades retangulares, cavidades abertas.

1. Introdução

A convecção natural é induzida pelo gradiente de temperatura entre as paredes verticais de um ambiente e/ou pela fonte de geração interna ao ambiente. A transferência de calor por convecção natural em cavidades retangulares fechadas tem sido extensivamente investigada, experimentalmente e numericamente, devido suas aplicações. Pode-se citar os trabalhos de Davis (1983), Ostrach (1988), Hortmann *et al.* (1990), Le Quére (1991) e Bravo *et al.* (2000) que estudaram numericamente cavidades quadradas fechadas com duas paredes adiabáticas e duas paredes aquecidas, para diferentes números de Rayleigh. Contudo, na prática existem diferentes geometrias e diferentes condições de contorno. Corcione (2003) estudou numericamente a convecção natural em regime permanente em domínios bidimensionais retangulares fechados, cuja parede inferior estava aquecida e a superior resfriada e diferentes condições de contorno foram investigadas nas paredes laterais. Várias simulações foram executadas variando o comprimento das cavidades e o número de Rayleigh.

Na maior parte dos artigos publicados na literatura apenas um fluido de trabalho é empregado, são poucos os trabalhos em que a cavidade possui dois fluidos de trabalho (Ferreira e Prata, 1990; Moshkin, 2002), assim como são poucos os trabalhos em que a cavidade possui uma abertura em um dos lados (Chan e Tien, 1985; Skok *et al.*, 1991; Angirasa *et al.*, 1995; Polat e Bilgen, 2002).

No presente trabalho, a transferência de calor por convecção natural é estudada em cavidades retangulares bidimensionais em regime laminar e permanente. As cavidades retangulares investigadas na simulação numérica possuem uma parede aquecida, duas paredes adiabáticas e uma parede aberta.

A simulação numérica é realizada para diferentes relações entre o comprimento (S) e a altura (H) dos ambientes variando entre $0,25$; 1 e 7 e o número de Rayleigh variou entre 10^3 e 10^9 nos casos analisados. A influência dos números adimensionais nos padrões do escoamento é apresentada e discutida através da distribuição de temperaturas, das linhas de corrente e do número médio de Nusselt na parede aquecida. A aproximação de Boussinesq é empregada e o número de Prandtl utilizado é 1 para $S = 0,25$ e 1 , e 7 para $S = 7$. O método dos volumes finitos é usado para a discretização das equações que governam o escoamento, onde o armazenamento desencontrado das variáveis é adotado e os esquemas Power-Law e SIMPLEC são utilizados.

No presente trabalho, é apresentada a modelagem matemática do processo de transferência de calor por convecção natural em cavidades retangulares abertas, com o objetivo de descrever a transferência de calor para diferentes relações entre o comprimento e a altura da cavidade.

Este trabalho está organizado da seguinte forma. Na seção 2 apresenta-se o domínio computacional utilizado neste trabalho, o conjunto de equações que descrevem o escoamento e o processo de transferência de calor neste domínio, assim como as respectivas condições iniciais e de contorno necessárias para a obtenção da solução numérica. A metodologia utilizada para a discretização das equações também é apresentada. Na seção 3 são apresentados os resultados numéricos obtidos, ilustrados através das isotermas, linhas de corrente, número de Nusselt médio e os perfis de velocidade com uma análise sobre os mesmos. Na seção 4 são apresentadas as conclusões finais.

2. Formulação do Problema

A geometria do problema investigado neste trabalho é descrita na Fig. 1, onde ilustra-se uma cavidade retangular com altura H e comprimento S , onde a parede vertical esquerda é aquecida com uma temperatura $T_w > T_\infty$, a parede superior e inferior, horizontais, são adiabáticas e a parede vertical direita é aberta.

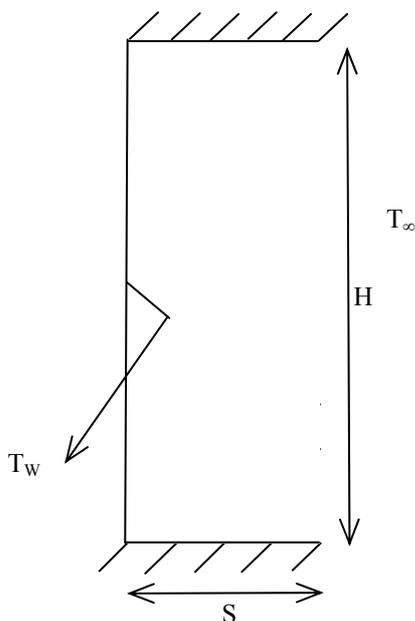


Figura 1 – Domínio de solução, cavidade aberta.

Na obtenção do modelo, as seguintes hipóteses são admitidas: escoamento laminar; o fluido é Newtoniano e incompressível, o sistema é cartesiano bidimensional, o regime é permanente e todas as propriedades do fluido são consideradas constantes, exceto a densidade na direção vertical onde a aproximação de Boussinesq é assumida. O modelo obtido resulta em um conjunto de equações diferenciais parciais não-lineares, o que torna a resolução analítica impraticável. Desta forma, para a resolução numérica das equações diferenciais, optou-se pela utilização do Método de Volumes Finitos (Patankar, 1980, Versteeg e Malalasekera, 1995)

As equações dimensionais que governam o escoamento, conservação da massa, quantidade de movimento nas direções x e y e a equação da conservação da energia, são apresentadas a seguir, respectivamente,

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

$$\rho \vec{u} \cdot \vec{\nabla} u = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \nabla^2 u, \quad (2)$$

$$\rho \vec{u} \cdot \vec{\nabla} v = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \nabla^2 v + \rho g \beta T, \quad (3)$$

$$\rho \vec{u} \cdot \vec{\nabla} T = \frac{k}{c_p} \nabla^2 T. \quad (4)$$

onde as componentes do vetor velocidade \bar{u} nas direções x e y são, respectivamente, u e v; T é a temperatura, ρ é a densidade do fluido, μ é a viscosidade, β é o coeficiente de expansão térmica, k é a condutividade térmica, c_p é o calor específico do fluido e g é a aceleração da gravidade.

Porém, neste trabalho optou-se pelo uso das equações na sua forma adimensional, logo as seguintes variáveis adimensionais foram adotadas para resolver o escoamento e a transferência de calor na geometria apresentada,

$$\begin{aligned} X &= \frac{x}{H} & Y &= \frac{y}{H} & U &= u \frac{H}{\alpha} \\ V &= v \frac{H}{\alpha} & T &= \frac{T_0 - T_\infty}{T_w - T_\infty} & P &= (p - p_\infty) H^2 / \rho \alpha^2 \end{aligned}$$

De modo que as equações governantes deste processo na forma adimensional, conservação da massa, quantidade de movimento nas direções x e y e equação da conservação da energia, podem ser descritas conforme segue, respectivamente,

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0, \quad (5)$$

$$\frac{\partial(UU)}{\partial X} + \frac{\partial(VU)}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \text{Pr} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right), \quad (6)$$

$$\frac{\partial(UV)}{\partial X} + \frac{\partial(VV)}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \text{Pr} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + \text{Ra Pr T}, \quad (7)$$

$$\frac{\partial(UT)}{\partial X} + \frac{\partial(VT)}{\partial Y} = \left(\frac{\partial^2 T}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2} \right). \quad (8)$$

O conjunto de equações diferenciais, representadas pelas Eqs. (5) a (8), é resolvido numericamente quando sujeitas as seguintes condições iniciais e de contorno. As condições iniciais são

$$U = 0 \quad V = 0 \quad T = 0,5 \quad \text{para} \quad 0 < X < S \quad 0 < Y < H \quad (9)$$

As condições de contorno são,

$$U = 0 \quad V = 0 \quad T = T_w = 1 \quad \text{para} \quad X = 0 \quad 0 < Y < H \quad (10)$$

$$U = 0 \quad V = 0 \quad \left. \frac{\partial T}{\partial Y} \right|_{Y=H} = 0 \quad \text{para} \quad 0 \leq X \leq S \quad Y = H \quad (11)$$

$$U = 0 \quad V = 0 \quad \left. \frac{\partial T}{\partial Y} \right|_{Y=0} = 0 \quad \text{para} \quad 0 \leq X \leq S \quad Y = 0 \quad (12)$$

$$\left. \frac{\partial U}{\partial X} = 0 \quad \frac{\partial V}{\partial X} \right|_{X=S} = 0 \quad \begin{cases} \frac{\partial T}{\partial X} = 0, U \geq 0 \\ T = T_\infty = 0, U < 0 \end{cases} \quad \text{para} \quad X = S \quad 0 < Y < H \quad (13)$$

A condição de contorno $\left. \frac{\partial U}{\partial X} \right|_{x=S} = 0$ para $0 < Y < H$ é utilizada para a solução da velocidade U, para as outras variáveis deve-se obter a velocidade U na fronteira do domínio, fazendo uso da equação da conservação da massa.

O Método dos Volumes Finitos (MVF), descrito com detalhes em Patankar (1980), é usado na resolução numérica do modelo. Neste método o domínio de solução é dividido em pequenos volumes de controle finitos e as equações diferenciais são integradas em cada um destes volumes de controle. Desta integração resultam equações algébricas que, quando resolvidas, simultaneamente ou segregadamente, fornecem as componentes de velocidade, temperatura e a pressão. A interpolação Power-Law é adotada para calcular os termos difusivos e convectivos e para o acoplamento

pressão-velocidade o algoritmo SIMPLEX (SIMPLE Consistente) onde o SIMPLE (*Semi IMPLICIT Linked Equations*) é utilizado. As equações discretizadas são resolvidas iterativamente, usando o método linha por linha conhecido como algoritmo de Thomas ou TDMA (*TriDiagonal Matrix Algorithm*). A sub-relaxação é usada para acelerar a convergência (Patankar, 1980). O domínio de solução é coberto por uma malha uniforme formada por 60 x 60 volumes de controle, a qual é empregada em todas as simulações numéricas. O armazenamento desencontrado das variáveis é utilizado.

Para cada ponto da malha um resíduo R pode ser calculado, como forma de indicar a convergência do método iterativo. Neste trabalho foi adotado para R, o resíduo da equação da continuidade (conservação da massa), isto é, o critério de convergência foi obtido quando o maior valor absoluto do resíduo for menor que um número estipulado, ou seja,

$$R = \max |\vec{\nabla} \cdot \vec{V}|_{i,j} \leq 10^{-8} \quad (14)$$

3. Resultados Numéricos e Discussões

O primeiro resultado apresentado na Tab. 1 é o número de Nusselt médio, que é calculado integrando o número de Nusselt local ao longo da parede aquecida, nas cavidades retangulares definido como,

$$\overline{Nu} = \frac{Dh}{(T_w - T_\infty)} \int_0^1 Nu_x dY \quad (15)$$

onde Dh (= 4Área/Perímetro) é o diâmetro hidráulico e $Nu_x = -\left(\frac{\partial T}{\partial X}\right)_{X=0}$ é o número de Nusselt local. Os números adimensionais de Rayleigh (Ra) e Prandtl (Pr) foram utilizados nas simulações numéricas, $10^3 \leq Ra \leq 10^9$ e $Pr = 1$ e 7 , onde,

$$Ra = Gr Pr = \frac{g\beta(T_w - T_\infty)H^3}{\nu\alpha} \quad (16)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k} \quad (17)$$

onde ν ($=\mu/\rho$) é a viscosidade cinemática e α ($=k/\rho c_p$) é a difusividade térmica.

Na Tab. 1 são apresentados os valores do Nusselt médio, obtido conforme Eq. (15), para diferentes números de Rayleigh, para duas relações de S/H investigadas e $Pr = 1$, onde observa-se que os valores obtidos no presente trabalho para o número de Nusselt médio, com a variação do número de Rayleigh, são muito semelhantes aos obtidos por Chan e Tien (1985) e Polat e Bilgen (2002), o que demonstra a confiabilidade dos resultados aqui apresentados.

Observa-se que o número de Nusselt médio aumenta com o aumento do número adimensional de Rayleigh, isto ocorre porque os gradientes de temperatura são maiores com maiores números de Rayleigh, porém para uma variação no comprimento da cavidade o número de Nusselt médio permanece estável, isto é consequência de que também os gradientes de temperatura permanecem inalterados para tal situação física, mantendo o número de Rayleigh fixo.

Na Tab. 2 confronta-se os valores para o número de Nusselt médio obtido neste trabalho e os valores apresentados por Chan e Tien (1985) com uma relação S/H = 7,0 e $Pr = 7$, para quatro números de Rayleigh, onde observa-se a boa concordância entre os valores apresentados, assim como um acréscimo no número de Nusselt médio com um aumento do número de Rayleigh.

Tabela 1: Número de Nusselt médio para $Pr = 1$ e $S = 0,25$ e 1 .

Número de Rayleigh	S = 0,25	S = 1,0	Referências
10^3	1,388	1,325	presente trabalho
	-	1,320	Polat e Bilgen (2002)
	-	1,330	Chan e Tien (1985)
10^6	16,058	14,97	Presente trabalho
	-	15,23	Polat e Bilgen (2002)
	-	15,00	Chan e Tien (1985)
10^9	104,54	99,75	Presente trabalho
	-	-	Polat e Bilgen (2002)
	-	101,0	Chan e Tien (1985)

Tabela 2: Número de Nusselt médio para Pr = 7 e S = 7.

Número de Rayleigh	\overline{Nu}	Referências
10^3	0,151	Presente trabalho
	0,147	Chan e Tien (1985)
10^4	0,707	Presente trabalho
	0,616	Chan e Tien (1985)
10^5	5,793	Presente trabalho
	5,300	Chan e Tien (1985)
10^6	13,47	Presente trabalho
	15,25	Chan e Tien (1985)

O padrão geral do escoamento no domínio computacional é expresso pelas linhas de corrente, ilustradas na Fig. 2. Essas linhas de corrente são curvas de níveis da função corrente ψ , obtida através do campo de velocidades como:

$$\frac{\partial \psi}{\partial y} = U \tag{18}$$

$$\frac{\partial \psi}{\partial x} = -V \tag{19}$$

Nas Figs. 2 e 3 são ilustradas as isotermas e linhas de corrente no interior da cavidade para uma relação S/H = 1 e 0,25; respectivamente. Nota-se que com o aumento do número de Rayleigh as isotermas na parede esquerda da cavidade, ou seja, na parede oposta à abertura, as isotermas são comprimidas na parte esquerda superior da cavidade, sendo que grande parte da cavidade fica preenchida com as isotermas de baixas temperaturas, ou seja, quanto maior o número de Rayleigh mais rapidamente a cavidade se resfria, sendo que este resfriamento ocorre da direita para a esquerda e de baixo para cima. Para baixos números de Rayleigh a condução de calor é dominante na cavidade e para altos números de Rayleigh a convecção natural é dominante.

Para a cavidade com uma abertura nota-se que os perfis de temperatura e escoamento são diferentes daqueles obtidos para uma cavidade fechada porque simetrias não existem em cavidades abertas. Nas Figs. 2 e 3 percebe-se que para a relação S/H= 0,25 as isotermas frias comprimem mais rapidamente as isotermas quentes na parte superior da cavidade do que S/H=1, com o aumento do número de Rayleigh.

A Fig. 4 mostra que o campo de temperatura é lentamente modificado pelo escoamento convectivo para os menores números de Rayleigh, ou seja, a condução é dominante para baixos números de Rayleigh, e com o aumento deste número adimensional a convecção natural passa a ser dominante.

Para um número de Rayleigh igual a 10^3 , o gradiente de temperatura permanece quase constante ao longo do comprimento total da cavidade, exceto muito próximo da abertura da cavidade. O fluido quente na metade superior da cavidade é gradualmente resfriado quando o fluido se move da esquerda para a direita pelo escoamento contrário inferior a ele.

Com o aumento do número de Rayleigh o efeito da abertura na cavidade é percebido de uma forma mais acentuada. Para Rayleigh igual a 10^4 a convecção distorce as isotermas consideravelmente, contudo o gradiente de temperatura constante ainda existe. Para Rayleigh igual a 10^5 percebe-se que uma camada limite começa a se formar próxima a parede aquecida, e o efeito da abertura na cavidade é mais significativo. Para Rayleigh igual a 10^6 a parte superior da cavidade é ocupada pelo fluido resfriado na temperatura ambiente até ele atingir a parede aquecida. O fluido quente acelera para a abertura primeiro lentamente depois rapidamente quando ele acessa a abertura final.

Na Fig. 5 nota-se que o fluido tem dificuldade de penetrar na cavidade, devido ao comprimento da cavidade. Com o aumento do número de Rayleigh o efeito da abertura na cavidade é mais expressivo no comportamento do escoamento. Para baixos números de Rayleigh uma região central de velocidade vertical nula existe, para $Ra \geq 10^5$ esta região começa a desaparecer.

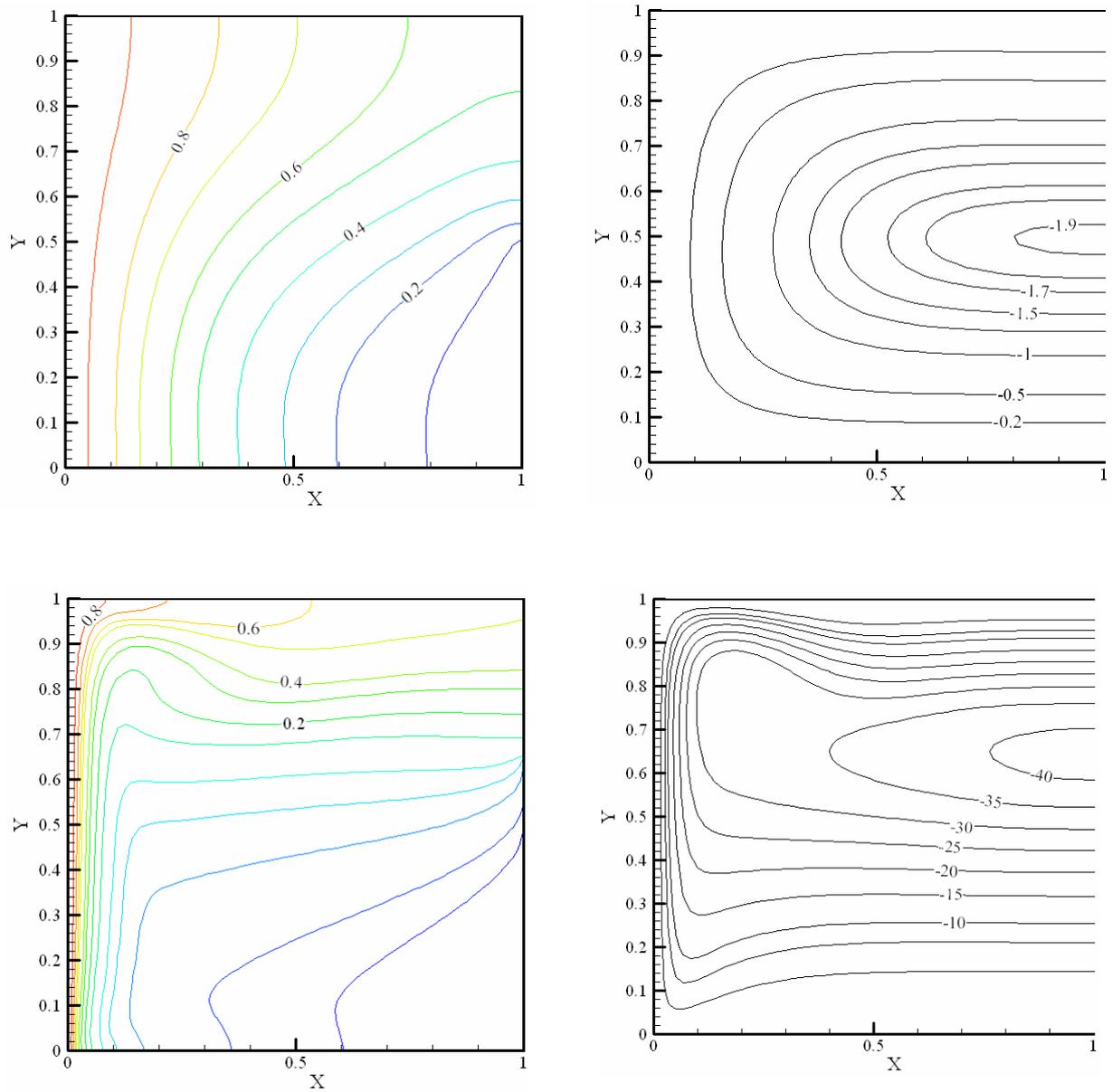


Figura 2 – Isotermas (à esquerda) e linhas de corrente (à direita), para $S/H = 1,0$ e $Ra = 10^3$ e 10^6 , respectivamente.

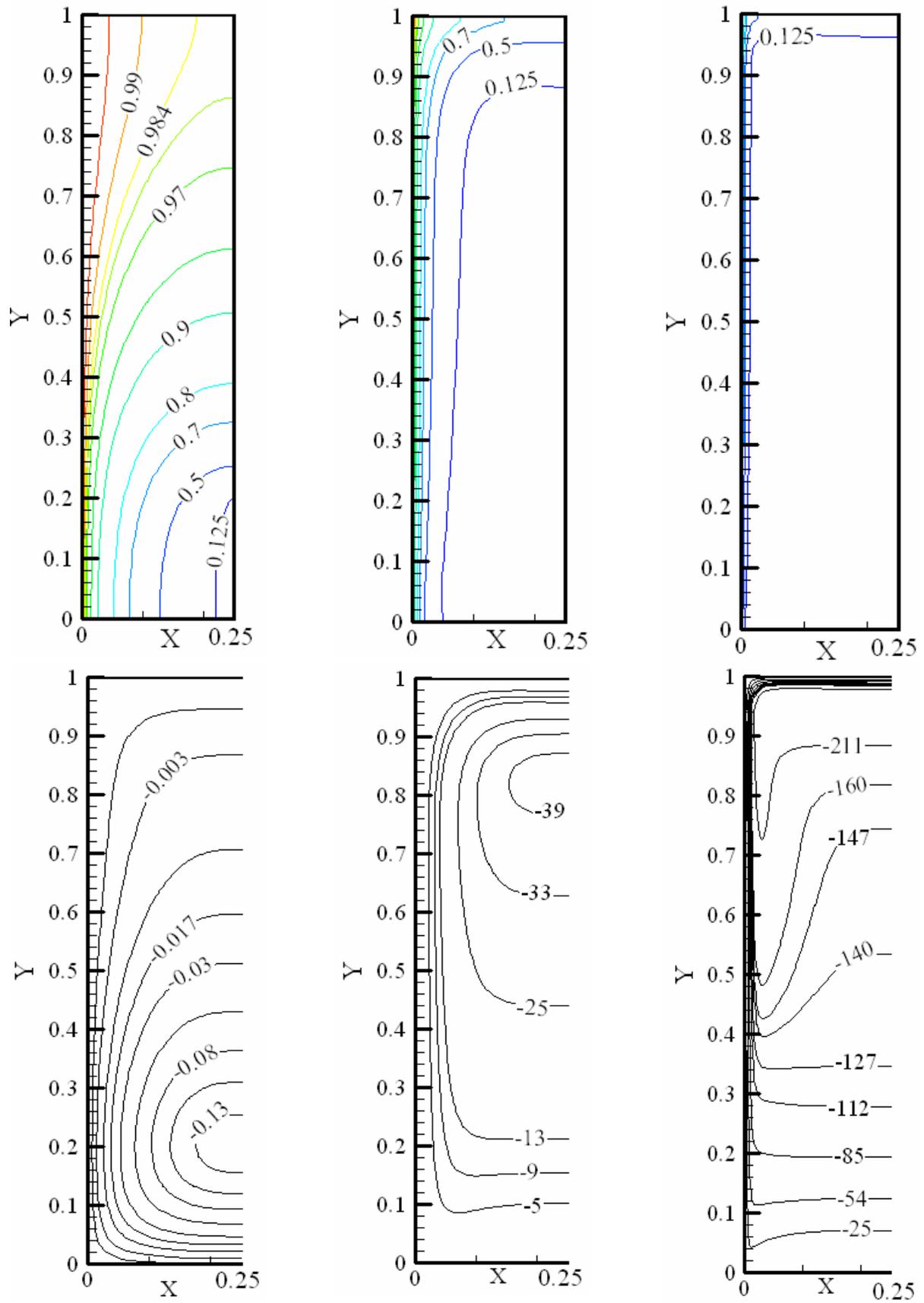


Figura 3 – Isothermas (a cima) e linhas de corrente (a baixo), para $S/H = 0,25$ e $Ra = 10^3, 10^6$ e 10^9 , respectivamente.

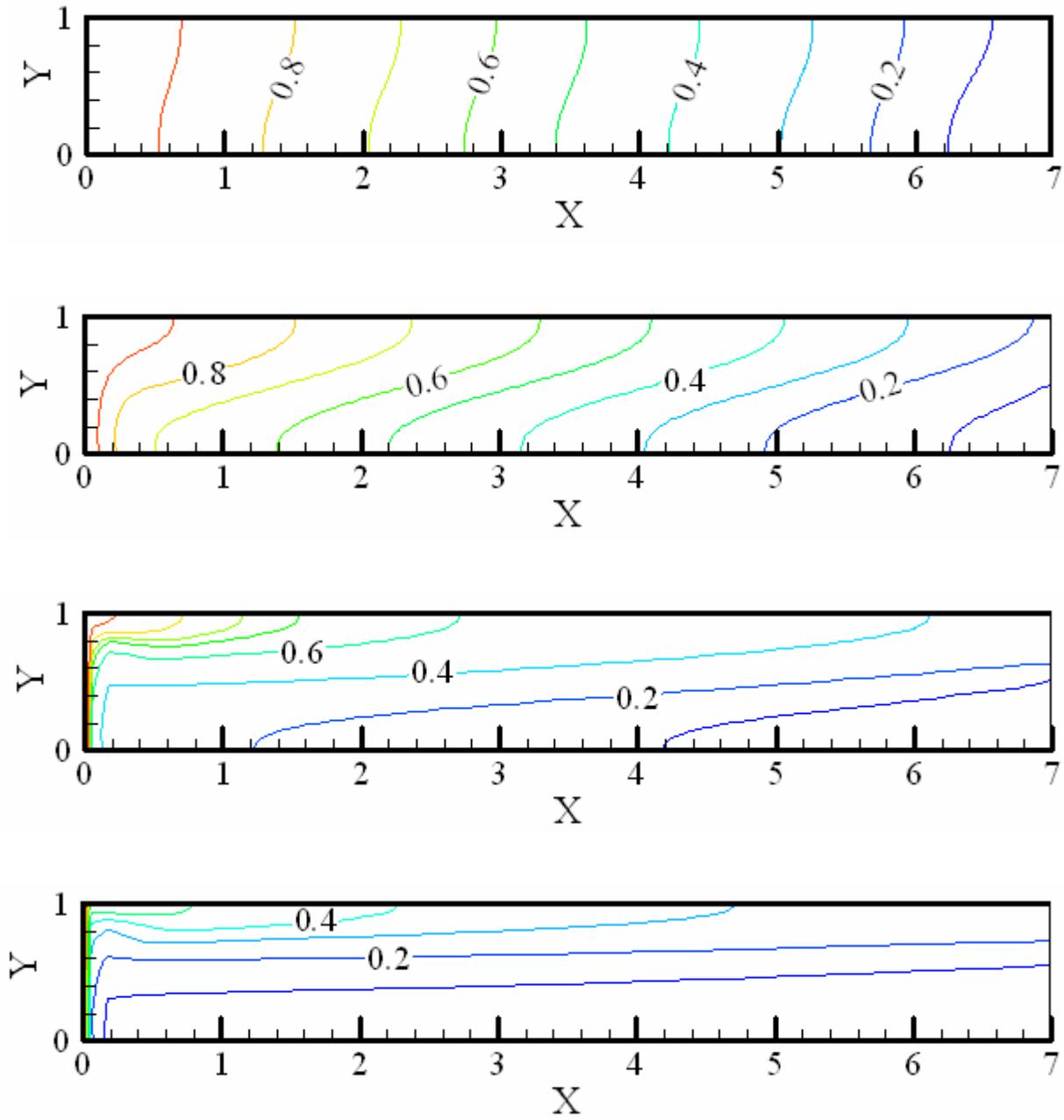


Figura 4 – Isotermas para $Pr = 7$, $S = 7$ e $Ra = 10^3, 10^4, 10^5$ e 10^6 , respectivamente.

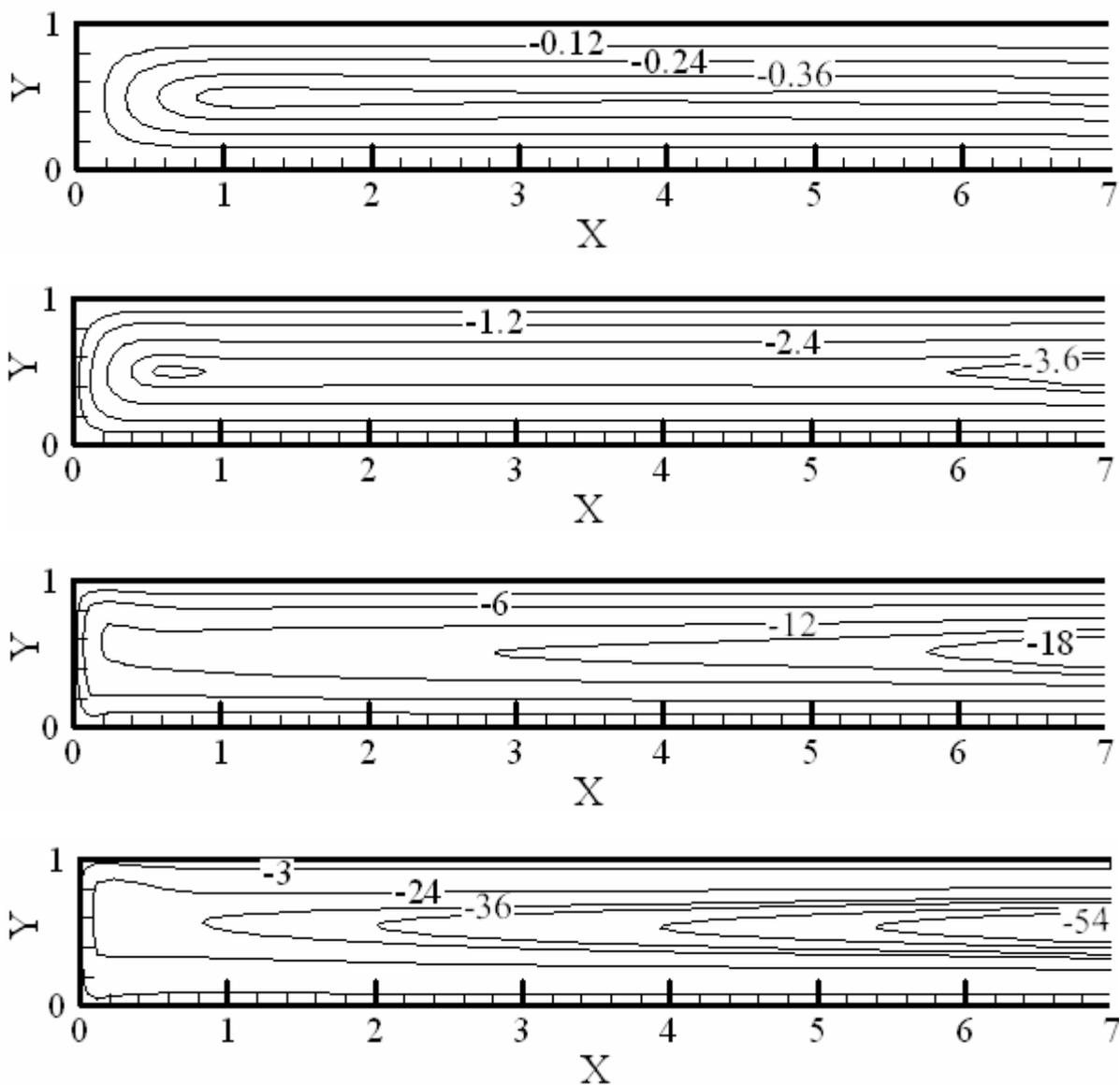


Figura 5 – Linhas de corrente para $Pr = 7$, $S = 7$ e $Ra = 10^3, 10^4, 10^5$ e 10^6 , respectivamente.

Na Fig. 6 é apresentada a variação da componente horizontal da velocidade, U , na linha vertical central da cavidade. Esta velocidade é normalizada pela maior velocidade desta linha, U_{max} , os dados apresentados são para a relação $S/H=1,0$. Os valores positivos de U são associados com a saída de fluido e valores negativos com entrada de fluido. Com o aumento do número de Rayleigh observa-se que há um achatamento da porção negativa da curva e a mudança do perfil negativo para o positivo da velocidade U ocorre mais a frente, ou seja, para $Ra = 10^6$ a mudança ocorre em $Y = 0,65$ aproximadamente enquanto que para $Ra = 10^3$ a mudança se dá em $Y = 0,5$.

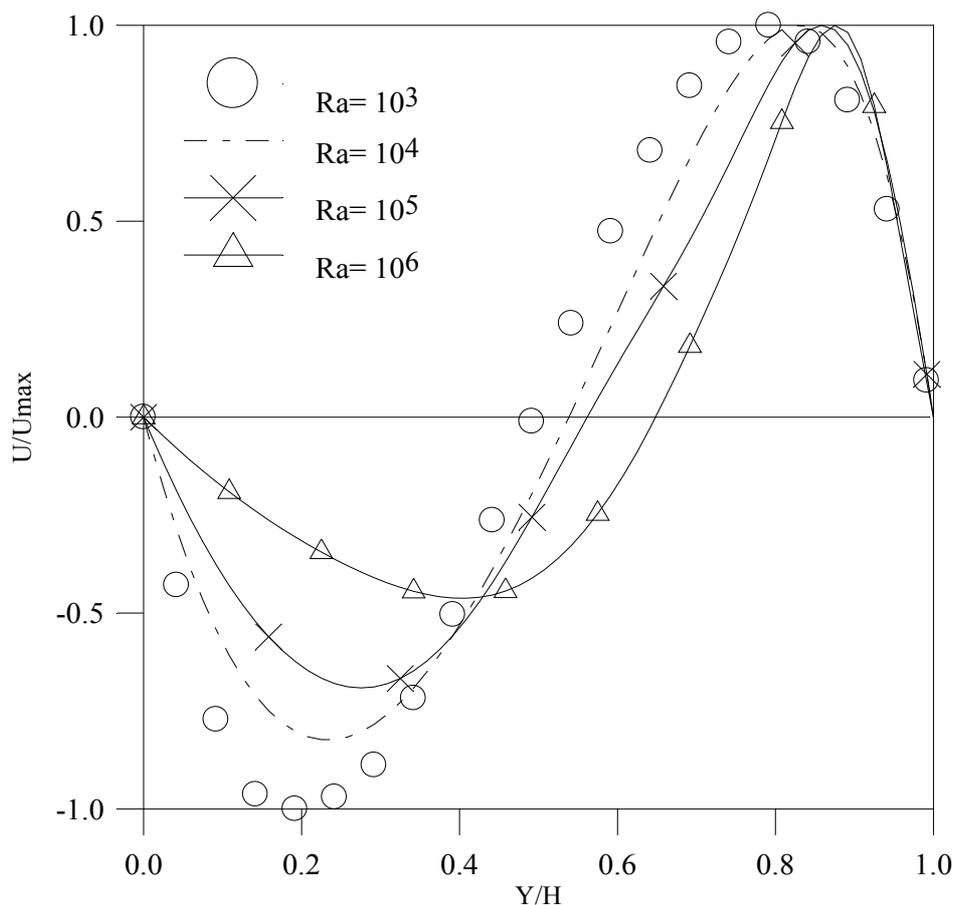


Figura 6 – Perfil da velocidade adimensional U/U_{max} na linha vertical central da cavidade, $S/H = 1$.

4. Conclusões

Este trabalho apresentou o estudo numérico do comportamento térmico e fluidodinâmico da convecção natural no interior de cavidades retangulares, para diferentes relações de S/H , em regime laminar, possuindo uma parede aquecida com temperatura T_w e duas paredes isoladas, a aproximação de Boussinesq foi aplicada e um número de Prandtl igual a 1 e igual a 7 foi utilizado. As simulações numéricas foram realizadas para vários números de Rayleigh, $10^3 \leq Ra \leq 10^9$, e os resultados do número de Nusselt médio foram comparados com valores obtidos na literatura, obtendo valores bastante satisfatórios. As linhas de corrente e isotermas foram apresentadas para os diferentes números de Rayleigh e analisadas. O perfil de velocidades adimensional U/U_{max} na linha vertical central foi ilustrada com a variação no número de Rayleigh. Notou-se que a taxa de transferência de calor aumenta com o aumento do número de Rayleigh, bem como as isotermas são comprimidas no lado da parede aquecida com o aumento do número de Rayleigh. Nos resultados apresentados observa-se que os padrões do escoamento e da taxa de transferência de calor são governados pelas características da cavidade e pelo número adimensional de Rayleigh.

5. Referências

- Angirasa, D., Eggels, J. G. M., Nieuwstadt, F. T. M., 1995, "Numerical Simulation of Transient Natural Convection from an Isothermal Cavity Open on a Side", *Numerical Heat Transfer, Part. A*, 28, pp. 755-768.
- Bravo, E. O. A., Claeysen, J. C., Rubio, O., 2000, "Numerical Simulation for the Natural Convection Flow", *Revista de Pesquisa e Pós-Graduação, Erechim, RS, Brasil*, 1, pp. 237-254.
- Chan, Y. L. e Tien, C. L., 1985, "A Numerical Study of Two-Dimensional Laminar Natural Convection in Shallow Open Cavities", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 28, no. 3, pp. 603-612.
- Corcione, M., 2003, "Effects of the Thermal Boundary Conditions at the Sidewalls Upon Natural Convection in Rectangular Enclosures Heated from Below and Cooled from Above", *International Journal of Thermal Sciences*, 42, pp. 199-208.
- Davis, G. de V., 1983, "Natural Convection of Air in a Square Cavity: A Benchmark Solution", *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 3, pp. 249-264.
- Ferreira, L. S. D., Prata, A. T., 1990, "Natural Convection Heat Transfer in a Two-Fluid Layered Situation Within a Square Enclosure", *AIAA/ASME Thermophysics and Heat Transfer*, Seattle, Washington, Vol. 140, pp. 93-98.

- Hortmann, M., Peric, M. e Scheuerer, G., 1990, "Finite Volume multigrid prediction of laminar natural convection: benchmark solutions", *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 11, pp. 189-207.
- Le Quéré, P., 1991, "Accurate Solutions to the Square Thermally Driven Cavity at High Rayleigh Number", *Computers & Fluids*, 20, pp. 29-41.
- Moshkin, N. P., 2002, "Numerical Model to Study Natural Convection in a Rectangular Enclosure Filled with Two Immiscible Fluids", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 23, pp. 373-379.
- Ostrach, S., 1988, "Natural Convection in Enclosures", *Journal Heat Transfer*, 110, pp. 1175-1190.
- Patankar, S. V., 1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Hemisphere Washington, DC.
- Polat, O., Bilgen, E., 2002, "Laminar Natural Convection in Inclined Open Shallow Cavities", *International Journal of Thermal Sciences*, 41, pp. 360-368.
- Skok, H., Ramadhyani, S. e Schoenhals, R. J., 1991, "Natural Convection in a Side-Facing Open Cavity", *Int. J. and Fluid Flow*, Vol. 12, no. 1, pp. 36-45.
- Versteeg, H. K., Malalasekera, W., 1995, "An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method", Longman Scientific & Technical.

STUDY OF NATURAL CONVECTION IN CAVITIES OPEN ON A SIDE

Viviana Cocco Mariani

Pontificia Universidade Católica do Paraná – PUCPR
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica - PPGEM
Rua Imaculada Conceição, 1155, Prado Velho
CEP: 81611-970, Curitiba - PR - Brasil
e-mail: viviana.mariani@pucpr.br

Adriano da Silva

Universidade Comunitária Regional de Chapecó – UNOCHAPECÓ
Curso de Engenharia Química, Centro de Ciências agro-Ambientais e de Alimentos
Rua Senador Atílio Fontana, 591 E
CEP: 89809-000, Chapecó, SC, Brasil
e-mail: adriano@unochapeco.edu.br

Abstract

In the present work the heat transfer by natural convection in a two-dimensional rectangular open cavity has been numerically studied, the cavity aspect ratio $A = S/H$ from 0.25; 1 and 7. The side opening is heated by a constant temperature, T_w , two sides are insulated and the opening is in contact with a fluid at constant temperature, T_∞ , $T_w > T_\infty$, and constant pressure. The transport and energy equations were integrated based a finite control volume with non-staggered grid arrangement. The discretized equations were solved with Power-Law e SIMPLEC algorithm iteratively. The study was performed for three geometries with variable length and different Rayleigh number values ranging from 10^3 to 10^9 . The results show that flow and heat transfer are governed by Rayleigh number and aspect ratio. The average Nusselt number is calculated along the wall and compare favorably with numerical results. The stream function and isotherm contours are shown.

Keywords: natural convection, finite control volume method, rectangular cavities, cavities open.