

ESTUDO DA VENTILAÇÃO NATURAL EM AMBIENTES CONSTRUÍDOS

Luiz J. C. Rocha^a e Henor A. Souza^b

^a*Departamento de Engenharia de Controle e Automação e de Técnicas Fundamentais - Escola de Minas - Universidade Federal de Ouro Preto, UFOP, Ouro Preto, MG, ljoaquim@em.ufop.br*
<http://www.em.ufop.br>

^b*Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil - Área de Construção Metálica - Escola de Minas - Universidade Federal de Ouro Preto, UFOP, Ouro Preto, MG, henor@em.ufop.br*
<http://www.propec.em.ufop.br>

Palavras-chaves: Ventilação natural, conforto térmico, solução numérica.

Resumo: A ventilação natural é uma medida efetiva para a redução do consumo de energia no condicionamento de edificações e na melhoria da qualidade do ar interno nas mesmas. Contudo o vento pode causar desconforto aos usuários no inverno se sua velocidade próxima à edificação for muito elevada. Desse modo a eficiência da ventilação natural numa edificação depende além, das condições climáticas locais, de um projeto arquitetônico adequado em relação à posição e tamanho das aberturas existentes para a passagem de ar. Faz-se um estudo da ventilação natural em ambientes construídos e com base num modelo físico e matemático, para um ambiente, utiliza-se a simulação numérica para determinar os efeitos das forças do vento e das forças térmicas combinadas. Como modelo de turbulência utiliza-se duas equações diferenciais para baixo número de Reynolds. Avalia-se o fluxo de ar e a distribuição de temperatura dentro da edificação, considerando-se as configurações de ventilação unilateral e cruzada. Os resultados obtidos são comparados com resultados de modelos empíricos e considerando as configurações de ventilação cruzada e unilateral estudadas, para as condições avaliadas a ventilação cruzada se mostrou mais eficiente. Para que se possa obter um ambiente térmico interno que atenda às exigências humanas de conforto, diferentes tamanhos, formas e posições de aberturas de ventilação devem ser estudadas e modeladas sob diferentes condições de escoamento do vento (direção e velocidade) levando em conta o perfil de ocupação do ambiente. No entanto este é um problema de solução não trivial e neste contexto a solução numérica passa a ter um papel importante, tomando como exemplo o estudo aqui apresentado.

1 INTRODUCTION

A ventilação e/ou infiltração de ar através dos vários ambientes numa edificação depende dos gradientes térmicos entre estes ambientes. A ventilação diurna resfria o ar interno desde que as temperaturas externas sejam menores do que as temperaturas internas. Além disso, resfria também a envoltória da edificação e o corpo humano, atuando no processo de convecção de calor e na evaporação. A ventilação noturna é uma forma de refrescar o sistema do fechamento da edificação, pois com o efeito da massa térmica do material de fechamento, pode-se reduzir o aumento da temperatura interna, em função da inércia térmica (Givoni, 1994).

Na ausência de vento a movimentação do ar interno se dá somente em função das forças de empuxo. A ventilação natural pode ser cruzada ou unilateral e o tipo de ventilação dependerá do tipo de ocupação do ambiente. A ventilação unilateral (o vento entra e sai pela mesma fachada) embora menos eficiente do que a ventilação cruzada é muitas vezes a mais utilizada, função da posição e perfil de ocupação da edificação, como em edifícios de escritórios (Alloca, Chen e Glicksman, 2003; Li e Delsante, 2003).

A ventilação natural desempenha um papel muito importante na manutenção da qualidade do ar interno e das condições de conforto térmico aceitáveis num ambiente, influenciando no comportamento térmico da edificação, principalmente, em regiões de clima quente e úmido. Atualmente arquitetos e engenheiros civis são atraídos pela utilização da ventilação natural, como uma estratégia bioclimática, para proporcionar ambientes mais confortáveis por causa do seu potencial de economia de energia, promover saúde aos usuários além de razões ambientais (El-Agouz, 2008).

Vários fatores podem influenciar a ventilação natural, tais como: as condições climáticas externas (temperatura e umidade do ar, concentração de poluentes, temperatura do solo e do entorno, velocidade e direção do vento, radiação solar), o ambiente interno (fontes internas de calor, de umidade, de poluentes), o tamanho e a posição das aberturas de ventilação existentes na edificação e a capacidade térmica dos elementos de fechamento. Quando a ventilação natural pode ser uma estratégia suficiente para a obtenção de um ambiente interno mais confortável, recursos de projeto devem ser utilizados. Dentre esses recursos, destacam-se: a forma e a orientação da edificação; a previsão de espaços fluidos com ventilação vertical e a utilização de elementos para direcionamento do fluxo de ar para o interior (Allard, 1998).

A eficiência da ventilação natural em proporcionar a qualidade do ar interno e também o resfriamento passivo dos ambientes depende fortemente, além das condições climáticas externas, do processo de projeto. Desse modo para que se obtenha uma edificação, que utilize a ventilação natural, os elementos de ventilação já devem ser previstos durante o projeto, uma vez que a forma e disposição dos mesmos e também o tipo de fechamento da edificação podem reduzir ou aumentar

o fluxo de ar, bem como, influenciar na qualidade do ar externo que entrará nos ambientes.

Estuda-se a ventilação natural num ambiente construído, dirigida pela ação combinada das forças do vento e térmicas, considerando as configurações de ventilação unilateral e cruzada. Avalia-se a influência da posição da carga térmica interna. A fonte interna de calor está associada ao perfil de ocupação do ambiente e representa os ganhos internos de calor gerados pelo sistema de iluminação, pelos ocupantes e pelos equipamentos existentes.

2 MODELO FÍSICO E MATEMÁTICO

Estuda-se a influencia da posição da fonte interna de calor sobre a ventilação num ambiente típico de escritório com dimensões 4,7 x 2,9 m e pé direito de 2,8 m. As aberturas de entrada e saída de ar possuem área de 0,60 x 0,60 m². No estudo do fluxo de ar utilizam-se duas configurações de edificação. Numa configuração tem-se uma abertura de entrada e uma de saída, situadas em planos opostos (ventilação cruzada). Numa segunda configuração tem-se uma abertura de entrada e uma de saída situadas no mesmo plano (ventilação unilateral). Nas duas configurações estudadas a fonte interna de calor assume três posições diferentes dentro da cavidade (Figura 1).

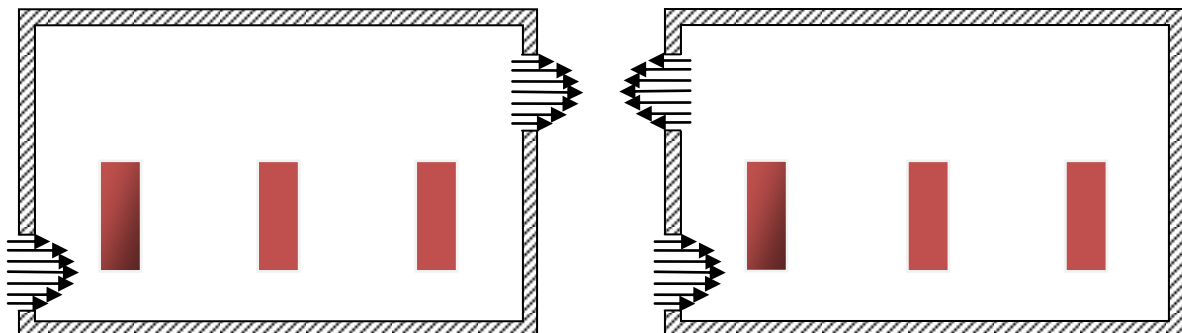


Figura 1: .Modelo físico

O fenômeno físico do problema em questão é governado pelas equações de conservação de massa, quantidade de movimento linear e energia. O escoamento é turbulento e médias temporais das equações do movimento são empregadas. Embora, informações sobre as menores escalas do escoamento turbulento sejam relevantes, na maioria das simulações de escoamentos industriais, é suficiente uma descrição do escoamento médio. No conceito de tensão de Reynolds qualquer propriedade do escoamento pode ser expressa por uma grandeza média somada a outra de flutuação associada à turbulência. Para uma grandeza física aleatória do escoamento, tem-se:

$$\Phi = \bar{\Phi} + \phi' \quad (1)$$

onde, Φ representa uma grandeza física aleatória do escoamento, ϕ' a flutuação da grandeza em torno da média e $\bar{\Phi}$ a grandeza média.

Equação de conservação da massa.

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

onde ρ é a massa específica.

Equação de quantidade de movimento na direção x.

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\bar{u}\bar{u})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho\bar{v}\bar{u})}{\partial y} = & -\frac{\partial\bar{p}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu + \mu_t \frac{\partial\bar{u}}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu + \mu_t \frac{\partial\bar{u}}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_t \frac{\partial\bar{u}}{\partial y}\right) + \\ & + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu_t \frac{\partial\bar{v}}{\partial x}\right) \end{aligned} \quad (3)$$

onde μ é a viscosidade molecular, \bar{p} é a pressão modificada e μ_t é a viscosidade turbulenta.

Equação de quantidade de movimento na direção y.

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\bar{u}\bar{v})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho\bar{v}\bar{v})}{\partial y} = & -\frac{\partial\bar{p}}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu + \mu_t \frac{\partial\bar{v}}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu + \mu_t \frac{\partial\bar{v}}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_t \frac{\partial\bar{u}}{\partial y}\right) + \\ & + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu_t \frac{\partial\bar{v}}{\partial y}\right) + \rho_{\text{ref}} g\beta(\bar{T} - \bar{T}_{\text{ref}}) \end{aligned} \quad (4)$$

Equação da energia.

$$\frac{\partial(\rho\bar{u}\bar{T})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho\bar{v}\bar{T})}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\kappa}{c_p} + \frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial\bar{T}}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{\kappa}{c_p} + \frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial\bar{T}}{\partial y}\right) \quad (5)$$

onde κ é a condutividade térmica, T é a temperatura, c_p é o calor específico a pressão constante e σ_t o número de Prandtl turbulento para a equação da energia.

Para resolver este conjunto de equações é necessário introduzir um modelo de turbulência para determinar a viscosidade turbulenta (μ_t). A viscosidade turbulenta em contraste com a viscosidade molecular não é propriedade do fluido, e sim, uma função do estado de turbulência do escoamento, podendo variar significativamente de um ponto para outro do escoamento, bem como de escoamento para escoamento. O modelo de turbulência selecionado é o de duas equações diferenciais para baixo número de Reynolds, LRN k - ϵ , originalmente desenvolvido por Jones e Launder (1972) e modificado por Lam e Bremhorst (1981) e por Davidson (1990). Este modelo se reduz ao modelo original de Jones e Launder (1972), quando o escoamento encontra-se longe da parede (Xu, Chen e Nieuwstadt, 1998). As equações

de transporte para a energia cinética turbulenta e para a taxa de dissipação cinética turbulenta são derivadas das equações de Navier-Stokes.

Equação da conservação da energia cinética turbulenta

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\bar{u}k)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho\bar{v}k)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right] + \\ + \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right) \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \mu_t \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right) \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} - \frac{\mu_t g \beta}{\sigma_T} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} - \rho \varepsilon \end{aligned} \quad (6)$$

onde ε é a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta.

Equação da conservação da taxa de dissipação cinética turbulenta.

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\bar{u}\varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho\bar{v}\varepsilon)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right] - \\ - \frac{\varepsilon}{k} \left(f_1 c_{1\varepsilon} \mu_t \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right) \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right) \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right] - c_{1\varepsilon} \frac{\mu_t g \beta}{\sigma_T} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} - f_2 c_{2\varepsilon} \rho \varepsilon \right) \end{aligned} \quad (7)$$

com

$$f_1 = 1 + \left(\frac{0,14}{f_\mu} \right)^3 \quad \text{e} \quad f_2 = [1 - 0,27 \exp(-(\frac{\rho k^2}{\mu \varepsilon})^2)] [1 - \exp(-\frac{\rho \sqrt{k} n}{\mu})] \quad (8)$$

onde n é a distância normal à parede mais próxima. A função f_μ é função do número de Reynolds turbulento e é definida da seguinte forma:

$$f_\mu = \exp \left[-\frac{3,4}{(1 + \text{Re}_t/50)^2} \right]; \quad \text{Re}_t = \frac{\rho k^2}{\mu \varepsilon} \quad (9)$$

Para baixo número de Reynolds, Davidson (1990) modificou a função f_μ na definição da viscosidade turbulenta.

$$\mu_t = f_\mu c_\mu \bar{\rho} k^2 / \varepsilon \quad (10)$$

c_μ é uma constante empírica.

As constantes e as funções empíricas utilizadas aqui foram retiradas do trabalho de Davidson (1990). São elas: $\sigma_t = 0,9$, $\sigma_k = 1,0$, $\sigma_\varepsilon = 1,3$, $c_\mu = 0,09$, $c_{1\varepsilon} = 1,44$ e $c_{2\varepsilon} = 1,92$.

As condições de contorno para a energia cinética turbulenta são de $k = 0$ em todas as paredes. Para a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta, são de fluxo nulo nas paredes.

Uma análise das equações de conservação mostra que estas podem ser rearranjadas e postas numa forma genérica simplificada:

$$\frac{\partial(\rho u \phi)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \phi)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) + S \quad (11)$$

onde ϕ é a variável dependente, Γ é o coeficiente de difusão e S o termo de fonte. O método numérico selecionado para a resolução das equações algébricas resultantes é apresentado a seguir.

3 MODELO NUMÉRICO DE SOLUÇÃO

O método numérico selecionado para a resolução das equações de conservação de massa, quantidade de movimento linear, energia, energia cinética turbulenta e sua taxa de dissipação, é o método de diferenças finitas com formulação para volumes de controle, desenvolvido por Patankar (1980). Esse método utiliza o esquema de interpolação da Lei da Potência (*Power Law*), para avaliar os fluxos nas faces dos volumes de controle. O acoplamento pressão-velocidade é assegurado pelo algoritmo SIMPLEC desenvolvido por Van Doormaan e Raithby (1984). O sistema de equações discretizadas resultante é resolvido pelo algoritmo TDMA (Tri-diagonal Matrix Algorithm). No intuito de acelerar a convergência, utilizou-se um algoritmo de correção por blocos, o qual transfere mais rapidamente as informações dos contornos para o interior do domínio. Assim, a variável dependente atinge seu nível correto mais rapidamente. As equações são consideradas convergidas quando o resíduo normalizado é menor do que 1×10^{-5} . A fim de evitar divergência na resolução numérica as equações são resolvidas em regime transiente, porém não se busca convergência no tempo (falso transiente). A malha utilizada apresenta uma distribuição senoidal dos pontos nodais nas duas direções do domínio (Figura 2) com volumes de controle menores nas proximidades das paredes e maiores no centro da cavidade. A malha possui 100 pontos na direção vertical e 150 pontos na direção horizontal.

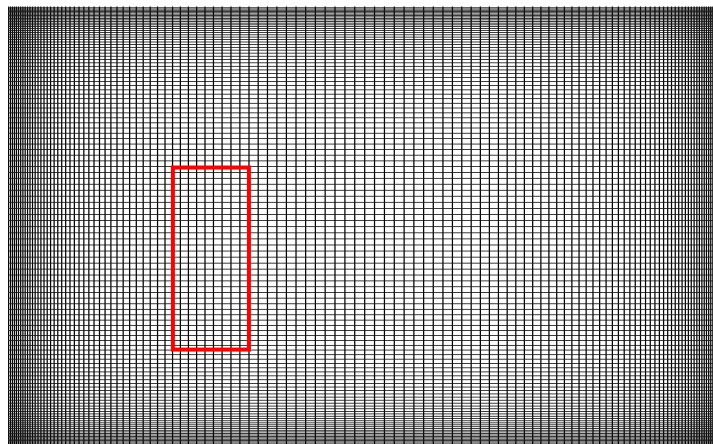


Figura 2: Domínio Computacional

4 RESULTADOS

Na Figura (3) apresentam-se a distribuição das isotermas e o campo do vetor velocidade para o caso da ventilação unilateral. Percebe-se uma forte recirculação de ar na região de entrada do ambiente enquanto que na região posterior à fonte de calor o ar encontra-se estratificado. Nota-se, também, que o máximo da temperatura na região anterior à fonte de calor ocorre bem próximo à saída do ambiente e numa posição elevada em relação ao solo, enquanto que na região posterior, o máximo da temperatura encontra-se numa posição intermediária entre o solo e o teto da construção.

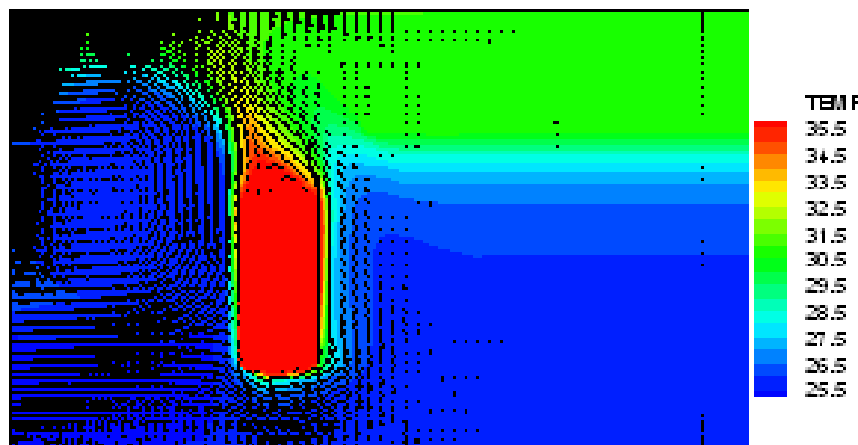


Figura 3: Isotermas e vetor velocidade

Na Figura (4) apresenta-se a taxa de renovação do ar por hora em função da fonte interna de calor considerando a ventilação unilateral. Como forma de validar o método numérico utilizado os resultados numéricos obtidos neste trabalho são comparados com resultados de modelo semi-analítico (Rocha e Souza, 2008) e aqueles encontrados por Alloca, Chen e Glicksman (2003) apresentando excelente concordância entre eles.

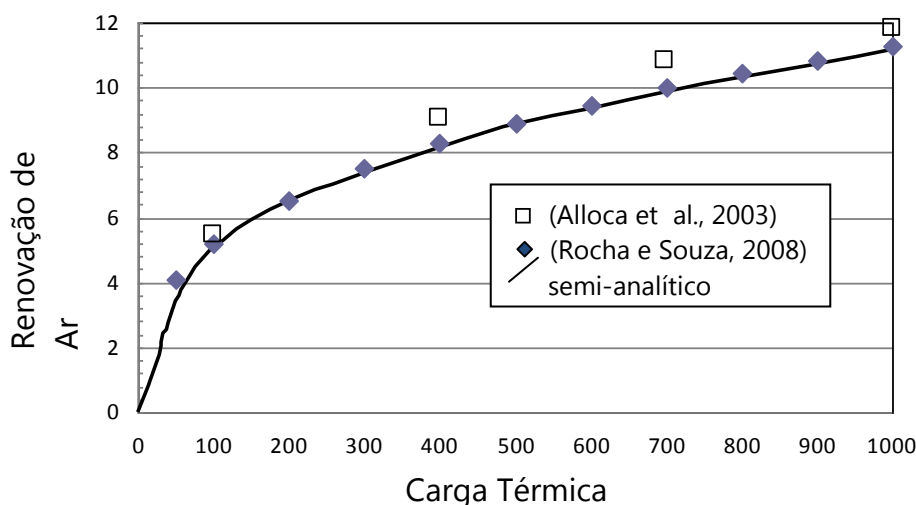


Figura 4: Taxa de Renovação de ar em função da Carga Térmica

Neste trabalho analisam-se 6 (seis) casos, conforme mostrado na Tab.(1).

CASOS		Posição da fonte no domínio em relação à parede esquerda (m)
Ventilação cruzada	A1	0,5
	A2	2,18
	A3	3,85
Ventilação unilateral	B1	0,5
	B2	2,18
	B3	3,85

Tabela 1: Casos analisados

Nas Figuras (5 a 16) são apresentadas as isotermas e as linhas de corrente, considerando-se a ventilação cruzada (Figuras 5 e 10) e a ventilação unilateral (Figuras 11e 16). As isotermas são construídas, simplesmente, unindo-se os pontos de mesma temperatura e estão espaçadas entre si de 0,9 °C. Os quadros, destacados nas figuras, representam a posição da fonte interna de calor.

As linhas de corrente (Ψ) são construídas conforme a Eq. (12) e seus valores estão igualmente espaçados e variam de 0,08 a 0,42 m²/s na ventilação cruzada e de - 0,004 a 0,080 m²/s na ventilação unilateral. Assim, entre duas linhas de corrente adjacentes, de mesmo valor, escoa a mesma quantidade de massa.

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} = \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} - \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \quad (12)$$

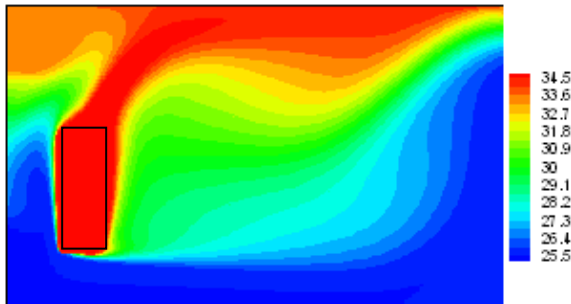


Figura 5: Isothermas – Caso A1

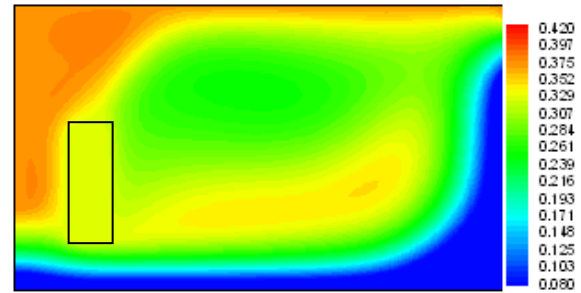


Figura 6: Linhas de Corrente – Caso A1

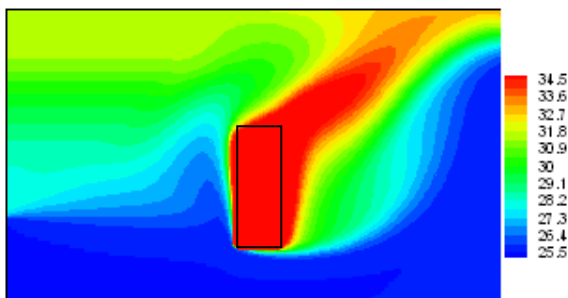


Figura 7: Isothermas – Caso A2

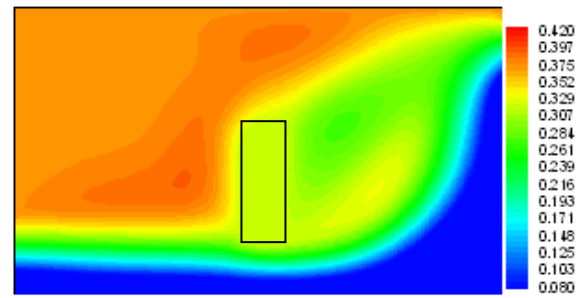


Figura 8: Linhas de Corrente – Caso A2

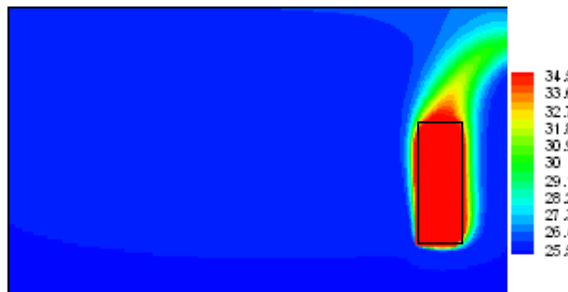


Figura 9: Isothermas – Caso A3

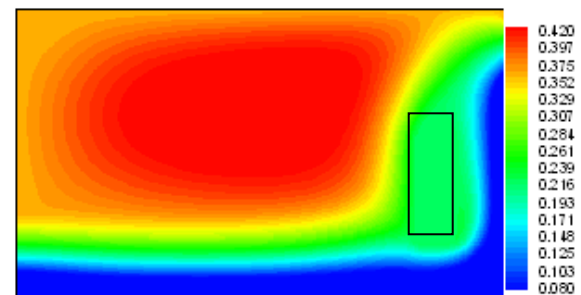


Figura 10: Linhas de Corrente – Caso A3

Para o modelo de ventilação cruzada tem-se uma recirculação mais acentuada do ar vizinho a fonte de calor, diminuindo as porções de ar estagnado. A temperatura do ambiente diminui à medida que a fonte de calor é deslocada para a face oposta à abertura de entrada. Se a fonte se encontra mais próxima da entrada do ar a estratificação do perfil de temperatura interna é mais acentuada. No caso de ventilação unilateral a alteração da posição da fonte interna de calor cria uma zona de maior estagnação do ar posterior a fonte. Quanto mais afastada da abertura de entrada do ar maior será a temperatura do ambiente.

Já no modelo da ventilação unilateral observa-se que a posição da fonte interna de calor influencia fortemente a distribuição da temperatura do ar, modificando a estratificação do perfil e alterando também a recirculação do ar. À medida que a

fonte interna de calor é deslocada para a direita (mais próxima da face oposta à entrada de ar) ocorre uma região de grande recirculação antes da posição da fonte.

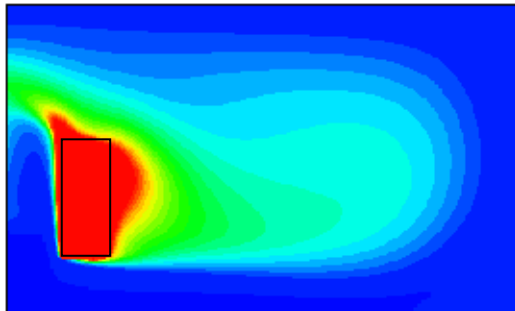


Figura 11: Isotermas – Caso B1

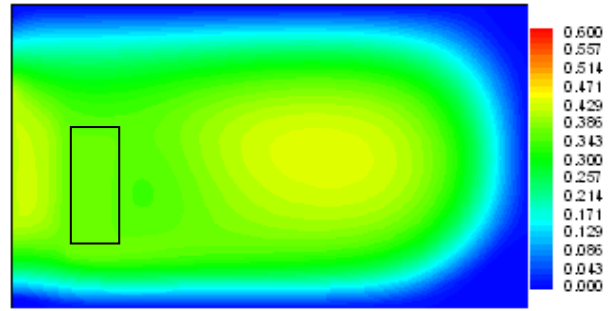


Figura 12: Linhas de Corrente – Caso B1

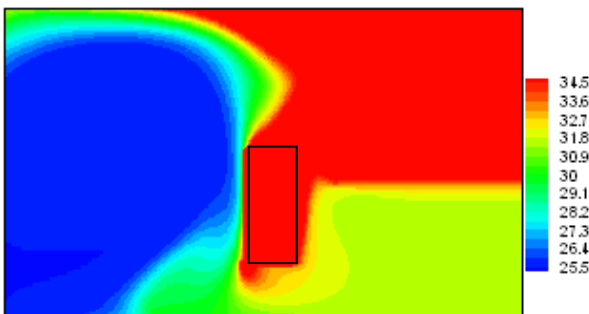


Figura 13: Isotermas – Caso B2

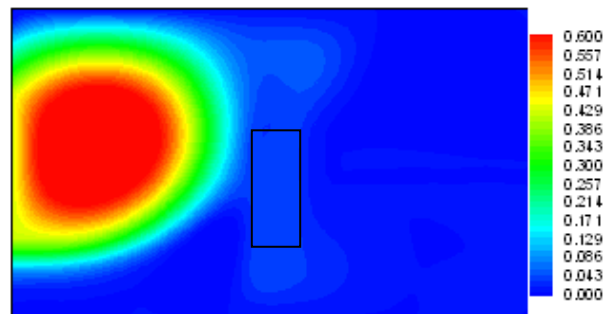


Figura 14: Linhas de Corrente – Caso B2

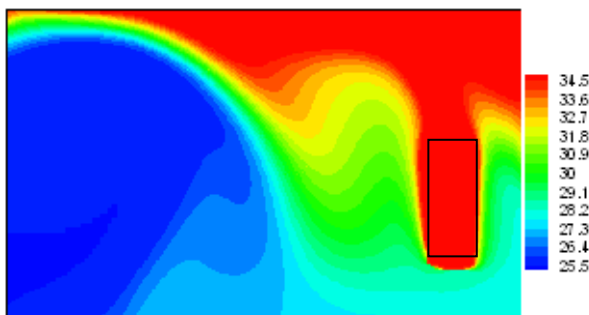


Figura 15: Isotermas – Caso B3

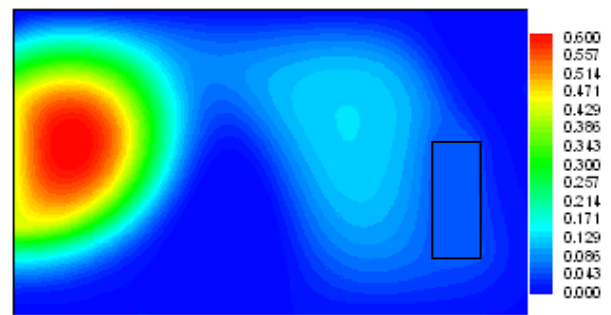


Figura 16: Linhas de Corrente – Caso B3

5 CONCLUSÕES

De acordo com a norma ASHRAE 55 (2004) para um ambiente ventilado naturalmente pode-se admitir como temperatura máxima de conforto um valor de até 28 °C, para uma faixa de velocidade entre 0,25 m/s a 0,80 m/s.

Os resultados mostram que a distribuição de temperatura no interior do ambiente é influenciada pela localização da fonte interna de calor. O ambiente pode apresentar condições adequadas para o conforto humano sempre que a fonte interna está localizada próxima à abertura de saída, para uma faixa de velocidade entre 0,25 m/s a 0,80 m/s.

Para que se possa obter um ambiente térmico interno que atenda às exigências humanas de conforto, diferentes tamanhos, formas e posições de aberturas de ventilação devem ser estudadas e modeladas sob diferentes condições de escoamento do vento (direção e velocidade) levando em conta o perfil de ocupação do ambiente. No entanto este é um problema de solução não trivial e neste contexto a solução numérica passa a ter um papel importante, tomando o exemplo o estudo aqui apresentado.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à FAPEMIG (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais – Brasil) e a FG (Fundação Gorceix) pelo apoio financeiro.

REFERENCES

- Allard, F. (Ed.). *Natural ventilation in building: a design handbook*. London: James & James, 356 pp., 1998.
- Alloca, C., Chen, Q. e Glicksman, L. R., Design analysis of single-sided natural ventilation. *Energy and Buildings*, 35: 785-795, 2003.
- American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers – ASHRAE. *Thermal Environment Conditions for Human occupancy*. ASHRAE 55:2004. New York, USA, 2004.
- Davidson, L., Calculation of the Turbulent Buoyancy-Driven Flow in a Rectangular Cavity Using an Efficient Solver and Two Different Low Reynolds Number $k-\epsilon$ Turbulence Models. *Numerical Heat Transfer*, 18 A: 129-147, 1990.
- Delsante, Y. Li, A., Natural ventilation induced by combined wind and thermal forces. *Building and Environment*, 36: 59-71, 2003.
- El-Agouz, S. A., The effect of internal heat source and opening locations on environmental natural ventilation. *Energy and Buildings*, 40: 409-418, 2008.
- Givoni, B., *Passive and low energy cooling of building*. New York: Van Nostrand Reinhold, 263 pp., 1994.
- H. A. Souza, L. J. C. Rocha., Single-sided natural ventilation in an environment influenced by an internal heat load. Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences. *Proceedings of ENCIT 2008*, No. 12, Belo Horizonte, MG, Brazil, Nov., 2008.

- Jones, W.P. e Lauder, B.E., The Prediction of Laminarization with Two-Equation Model of Turbulence. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 15: 301-314, 1972.
- Lam, C.K.G. e Bremhorst, K.A., A Modified Form of the k - ε Model for Predicting Wall Turbulence. *J. Fluid Eng.*, 103: 456-460, 1981
- Patankar, S.V., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. Hemisphere, New York, 1980.
- Rocha, L. J. C. e Souza, H. A., The influence of internal thermal load in naturally ventilated buildings. Iberian Latin American Congress on Computational methods in Engineering. *Proceedings of CILAMCE`2008*, No. 29, Maceió, AL, Brazil, Nov. 2008.
- Souza, H. A. e Rocha, L. J. C., Análise da ventilação natural cruzada e unilateral. Congresso Iberoamericano de Ingenieria Mecánica. *Anales del CIBIM 8*, No. 8, Cusco, Perú, Out. 2007.
- Van Doormaan, J. P., e Raithby, G. D., Enhancements of the SIMPLE Method for Prediction Incompressible Fluid Flow. *Numerical Heat Transfer*, 7:147-163, 1984.
- Xu, W., Chen, Q., e Nieuwstadt.F. T. M., A new turbulence model for near-wall natural convection. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41: 3161 – 3176, 1998.