

## **ESTUDO DA VENTILAÇÃO, NATURAL E CRUZADA, NUM AMBIENTE TÍPICO POR MEIO DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA**

**Nadia Moura de Souza (1); Débora Ferreira Gonzaga Silva (1); Luiz Joaquim Cardoso  
Rocha (2); Henor Artur de Souza (3)**

(1) Departamento de Engenharia Civil - e-mail: nadiapiu@yahoo.com.br;

(2) Departamento de Engenharia de Controle e Automação e de Técnicas Fundamentais - e-mail:  
ljoaquim@em.ufop.br

(3) Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil - Área de Construção Metálica - e-mail:  
henor@ufop.br

Escola de Minas - Universidade Federal de Ouro Preto, UFOP, Ouro Preto, MG – Brasil.

### **RESUMO**

O desenvolvimento sustentável na indústria da construção civil requer projetos de ambientes que satisfaçam as necessidades diárias de seus usuários, em relação ao conforto ambiental, sem comprometer as gerações futuras com relação aos recursos energéticos. A ventilação natural é uma medida efetiva para a redução do consumo de energia em ambientes, proporcionando conforto térmico e mantendo o ar interno saudável, sem a necessidade de uma ventilação mecanizada ou ar condicionado. A eficiência da ventilação natural num ambiente está associada ao número, posição, tipo e tamanho das aberturas existentes para a passagem de ar. Neste trabalho faz-se um estudo da ventilação unilateral e cruzada em ambientes construídos dirigida pelas forças do vento e pelas forças térmicas combinadas. Partindo de um modelo físico e matemático, para um ambiente, utiliza-se a simulação numérica para a obtenção do fluxo de ar e da distribuição de temperatura dentro do ambiente, considerando-se ventilação unilateral e cruzada. Os resultados comprovam que a ventilação cruzada é mais eficiente do que a ventilação unilateral, proporcionando uma distribuição de temperatura interna mais próxima da faixa recomendada para a condição de conforto térmico.

### **ABSTRACT**

The sustainable development in the industry of the civil construction requires environment projects that satisfy the necessities daily of its users, in relation to the ambient comfort, without compromising the future generations with regard to the energy resources. The natural ventilation is a measure accomplishes for the reduction of the consumption of energy in constructions, providing thermal comfort and keeping the healthful internal environment, without the necessity of a mechanized ventilation or conditional air. The efficiency of the natural ventilation in a construction is associated with the number, position, type and size of the existing openings for the air ticket. In this work a study of the unilateral ventilation and crusade in constructed environments becomes directed for the forces of the wind and the combined thermal forces. Leaving of a physical and mathematical model, for a building zone, the numeric simulation is used for the obtaining of the air flow air and of the temperature distribution inside of the building zone. The results prove that the crossed ventilation is more efficient than the unilateral ventilation, providing a distribution of internal temperature next to the band recommended for the condition of thermal comfort.

## **1. INTRODUÇÃO**

A ventilação natural consiste na passagem do ar através da edificação, entrando por alguns ambientes e saindo por outros. Isto só ocorre quando há um orifício para entrada e saída do ar sendo governada, principalmente, pela ação do vento e pelo empuxo térmico associado à diferença de temperatura. O ar que entra não se mistura, necessariamente, com todo o ar dos ambientes por onde circula, podendo haver zonas de estagnação, mesmo em um recinto com elevada taxa de renovação de ar.

Vários fatores influenciam a ventilação natural, tais como, a velocidade do vento, a direção de incidência na abertura existente na fachada e sua turbulência, o tamanho e a posição das aberturas de ventilação, as fontes internas de calor, a resistência térmica da envoltória, a radiação solar, dentre outros.

Há dois tipos principais de ventilação natural: a ventilação cruzada e a ventilação unilateral (o vento entra e sai pela mesma fachada). O tipo de ventilação dependerá do tipo de ocupação do ambiente. A ventilação unilateral embora menos eficiente do que a ventilação cruzada é muitas vezes a mais utilizada, função da posição e perfil de ocupação da edificação (ALLOCA et. al., 2003; LI et. al., 2003).

### **1.1 A Necessidade da Ventilação Natural**

A ventilação natural regula o clima interno do ambiente por meio de uma troca de ar controlada pelas aberturas. As forças motrizes naturais são criadas em função das diferenças de temperatura entre o ar interno e o ar externo como também pelo vento ao redor do edifício. O ar no interior do edifício é mantido fresco pela ventilação através das aberturas das fachadas e do telhado. Esta ventilação pode proporcionar um clima interno mais agradável que é uma condição necessária para um bom rendimento do trabalho executado pelas pessoas no interior da edificação.

Quando a ventilação natural pode ser uma estratégia suficiente para a obtenção de um ambiente interno confortável, recursos de projeto devem ser utilizados. Dentre esses recursos, destacam-se: a forma e a orientação da edificação; a previsão do projeto de espaços fluidos com ventilação vertical e a utilização de elementos para direcionamento do fluxo de ar para o interior.

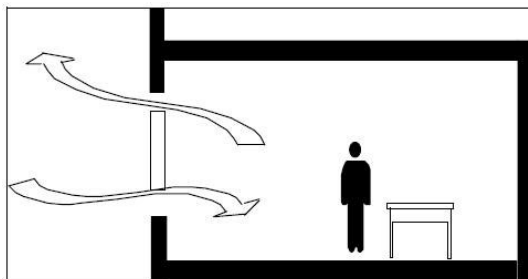
O planejamento da ventilação de uma edificação deve aproveitar ao máximo os ventos dominantes no local. Além dos recursos acima citados deve-se também avaliar algumas modificações no projeto da habitação, visando primeiramente verificar a influência do posicionamento das aberturas nas fachadas, e posteriormente o efeito da posição relativa destas edificações no terreno, e nas condições de conforto e salubridade de seus ocupantes. Deve-se levar em conta também a presença de obstáculos e alguns fatores variáveis, como direção, velocidade e frequência dos ventos e diferenças de temperatura do ar interior e exterior.

O conforto térmico interno das edificações, associado basicamente ao valor da temperatura e umidade relativa do ar interno, é influenciado por parâmetros climáticos externos, tais como: a radiação solar e as características do ar, como a umidade relativa, a pressão, a velocidade e a temperatura, e também pelas cargas térmicas internas, como as atividades humanas, as lâmpadas e os equipamentos. Dependendo das condições climáticas externas a ventilação natural pode ser uma estratégia climática bastante eficiente.

## 1.2 A Ventilação Unilateral e Cruzada

### 1.2.1 Ventilação Unilateral

A ventilação unilateral é caracterizada por uma única abertura ou mais de uma, situada(s) em um mesmo plano do edifício (parede), em zona de igual ou de pequena diferença de pressão, dificultando ou servindo de obstáculo à circulação de ar, Figura 1.

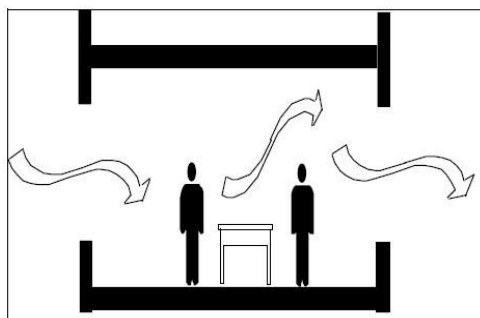


**Figura 1- Ventilação unilateral numa edificação de um só pavimento**

Fonte: MARTIN e FITZSIMMONS, 2000

### 1.2.2 Ventilação Cruzada

A ventilação cruzada é caracterizada pela localização das aberturas de entrada e de saída do ar situadas em planos (paredes) opostos ou adjacentes, facilitando a circulação do ar, com as aberturas de entrada situadas em zonas de altas pressões e as de saída, em zonas de baixas pressões, Figura 2.



**Figura 2 – Ventilação cruzada numa edificação de um só pavimento**

Fonte: MARTIN e FITZSIMMONS, 2000.

## 1.3 Objetivo

Estudar a ventilação natural num ambiente construído, dirigida pela ação combinada das forças do vento e térmicas, considerando as configurações de ventilação unilateral e cruzada. Avaliam-se os parâmetros mais relevantes no fluxo de ar através de aberturas existentes no ambiente.

## 2. AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DA VENTILAÇÃO UNILATERAL E CRUZADA

### 2.1 Modelo Estudado

Considera-se um ambiente com dimensões 3 x 3 m e pé direito de 3 m. A altura da abertura de entrada de ar é admitida como sendo o dobro da abertura de saída (1,40 m e 0,70 m respectivamente), como sugerido por Clezar e Nogueira (1999). A temperatura da superfície é igual a 30 °C e a temperatura de entrada do ar igual a 25 °C. As únicas diferenças entre os dois casos estudados são os valores das velocidades de entrada do ar que variam entre 0,2 m/s a 0,8 m/s e a posição de saída do ar. 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, Figura 3. Numa segunda configuração considera-se uma abertura de entrada e uma de saída situadas no mesmo plano, Figura 4.

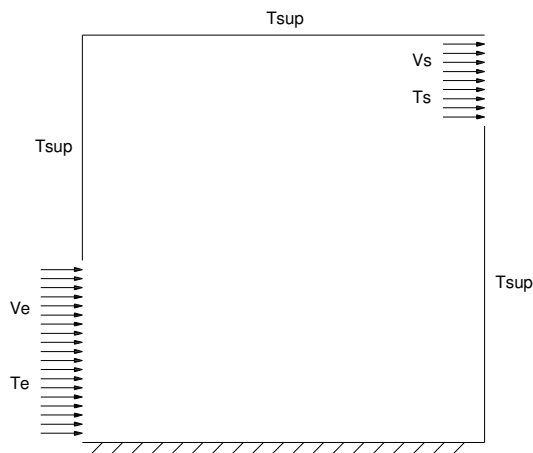


Figura 3 – Configuração de uma situação de ventilação cruzada

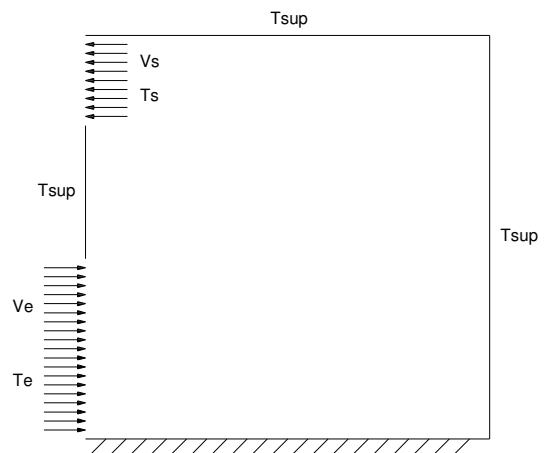


Figura 4 – Configuração de uma situação de ventilação unilateral.

Na resolução das equações governantes são consideradas as seguintes condições: escoamento bidimensional, turbulento, incompressível em regime transiente. Admitem-se conhecidas as temperaturas nas superfícies do ambiente ( $T_{sup}$ ) e de entrada do ar ( $T_e$ ) e a velocidade de entrada do ar ( $U_{in}$ ). Considera-se ainda, a superfície inferior (piso) como uma superfície isolada e também a não existência de fontes internas de calor dentro do ambiente.

### 2.2 Modelo físico e matemático

Considera-se o escoamento turbulento em uma cavidade aberta bidimensional de um fluido Newtoniano. O regime de escoamento é transiente e as propriedades são constantes. Como a diferença entre as temperaturas das paredes e a temperatura do ar que entra na cavidade (vento) é pequena se comparada com a temperatura absoluta do ar que entra na cavidade, a aproximação de Boussinesq é utilizada, isto é, no termo de força de corpo das equações de Navier-Stokes, a massa específica é definida como uma função linear da temperatura, ou seja:

$$\rho = \rho_{ref} + \rho_{ref} \beta (T - T_{ref}) \quad (\text{Eq. 1})$$

onde  $T$  é a temperatura,  $\rho$  é a massa específica,  $\rho_{ref}$  é a massa específica de referência e  $\beta$  é o coeficiente de expansão volumétrico.

No escoamento turbulento as quantidades analisadas são caracterizadas por apresentar flutuações em torno de um valor médio, o que permite decompor estas quantidades da seguinte forma:

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad ; \quad p = \bar{p} + p' \quad ; \quad T = \bar{T} + T' \quad (\text{Eq. 2})$$

Genericamente,

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (\text{Eq. 3})$$

Sendo  $\bar{\phi}$  o valor médio de  $\phi$  em um intervalo de tempo  $\Delta t$  e  $\phi'$  a flutuação em torno do valor médio. Como o interesse da engenharia é focado, basicamente, em valores médios no tempo, é conveniente buscar-se equações de conservação baseadas nestes valores médios.

As equações de conservação de massa, quantidade de movimento linear e energia, médias no tempo, são apresentadas, a seguir, em sua forma conservativa e dimensional. A equação de conservação da massa toma a seguinte forma:

$$\frac{\partial(\rho \bar{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{Eq. 4})$$

A equação de quantidade de movimento linear fica:

$$\frac{\partial(\rho \bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j \bar{u}_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu + \mu_t \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu_t \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) + \rho_{\text{ref}} g \beta (\bar{T} - \bar{T}_{\text{ref}}) \delta_{2i} \quad (\text{Eq.5})$$

onde  $\mu$  é a viscosidade molecular e  $\bar{p}$  a pressão modificada,  $\mu_t$  é a viscosidade turbulenta, que em contraste com a viscosidade molecular, não é propriedade do fluido, e sim, uma função do estado de turbulência do escoamento. Esta pode variar significativamente de um ponto para outro do escoamento, bem como de escoamento para escoamento. A definição da tensão de Reynolds não constitui num modelo de turbulência, mas somente numa estrutura para se construir cada modelo. O principal problema está no artifício para se determinar a distribuição da viscosidade turbulenta.

A equação da energia assume a seguinte forma:

$$\frac{\partial(\rho \bar{T})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j \bar{T})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\kappa}{c_p} + \frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right) \quad (\text{Eq. 6})$$

onde  $\kappa$  é a condutividade térmica e  $c_p$  o calor específico a pressão constante, onde  $\mu_t$  é a viscosidade turbulenta e  $\sigma_t$  o número de Prandtl turbulento para a equação da energia.

### 2.3 Modelo de Turbulência

O modelo de turbulência selecionado é o de duas equações diferenciais para baixo número de Reynolds, LRN k- $\epsilon$ , 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, quando o escoamento encontra-se longe da parede. As equações de transporte para a energia cinética turbulenta e para a taxa de dissipação cinética turbulenta, derivadas das equações de Navier-Stokes, são para a conservação da energia cinética turbulenta

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + G_B - \rho \epsilon \quad (\text{Eq. 7})$$

onde  $\varepsilon$  é a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta.  $P_k$  é o termo de produção de  $k$  e,  $G_B$  é o termo associado ao empuxo e são definidos da seguinte forma:

$$P_k = \mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \quad \text{e} \quad G_B = - \frac{\mu_t g \beta}{\sigma_T} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_2} \quad (\text{Eq. 8})$$

E para a conservação da taxa de dissipação cinética turbulenta,

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{u}_j\varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] - \frac{\varepsilon}{k} (f_1 c_{1\varepsilon} P_k + c_{1\varepsilon} G_B - f_2 c_{2\varepsilon} \rho\varepsilon) \quad (\text{Eq. 9})$$

com

$$f_1 = 1 + \left( \frac{0,14}{f_\mu} \right)^3 \quad \text{e} \quad f_2 = [1 - 0,27 \exp(-Re_t^2)] [1 - \exp(-Re_n)] \quad (\text{Eq. 10})$$

E os números de Reynolds,  $Re_t$  e  $Re_n$  são dados por:

$$Re_t = \frac{\rho k^2}{\mu\varepsilon} \quad Re_n = \frac{\rho\sqrt{k}n}{\mu} \quad (\text{Eq. 11})$$

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

$$f_\mu = \exp \left[ - \frac{3,4}{(1 + Re_t/50)^2} \right] \quad (\text{Eq. 12})$$

Para baixo número de Reynolds, Davidson (1990) modificou a função  $f_\mu$  na definição da viscosidade turbulenta  $\mu_t$ .

$$\mu_t = f_\mu c_\mu \bar{\rho} k^2 / \varepsilon \quad (\text{Eq. 13})$$

$c_\mu$  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.

A forma adimensional dessas equações mostra que o escoamento é governado pelos seguintes parâmetros: Razão de aspecto, número de Grashof e número de Prandtl, respectivamente,

$$RA = \frac{H}{L} \quad ; \quad Gr = \frac{g\beta\Delta TH^3}{\nu^2} \quad ; \quad Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (\text{Eq. 14})$$

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

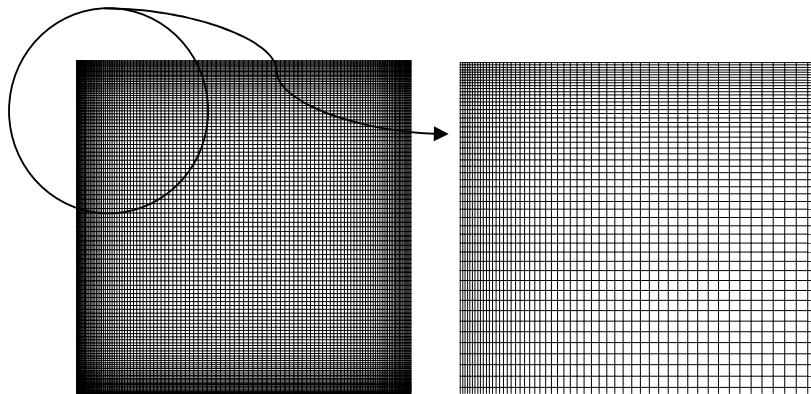
$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \phi)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) + S \quad (\text{Eq. 15})$$

onde  $\phi$  é a variável dependente,  $\Gamma$  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.

## 2.4 Método 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) linha por linha. 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  $1 \times 10^{-5}$ .

A malha utilizada apresenta uma distribuição senoidal dos pontos nodais nas duas direções do domínio, com volumes de controle menores nas proximidades das paredes e maiores no centro da cavidade, conforme mostra a Figura 5. O número de pontos nodais em cada direção é de 122 pontos.



**Figura 3 - Malha computacional**

## 3. RESULTADOS

Segundo a norma ASHRAE 55:2004 para que um ambiente atinja a condição de conforto térmico o limite médio da velocidade do ar no período de inverno deve ser em torno de 0,15 m/s, já no verão este limite pode variar entre 0,25 m/s a 0,80 m/s, podendo atingir uma temperatura de 29 °C.

Nas Figuras 6 a 9 são apresentadas as linhas de corrente e as isotermas, considerando-se a ventilação cruzada (Figuras 6 e 7) a ventilação unilateral (Figuras 8 e 9).

As linhas de corrente ( $\Psi$ ) são construídas conforme a Equação 16 e seus valores estão igualmente espaçados e variam de -0,01 a 1,4 m<sup>2</sup>/s. Assim, entre duas linhas de corrente adjacentes, de mesmo valor, escoa a mesma quantidade de massa.

$$-\left( \frac{\partial^2 \Psi}{\partial x_1^2} + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial x_2^2} \right) = \frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x_2} - \frac{\partial \bar{u}_2}{\partial x_1} \quad (\text{Eq. 16})$$

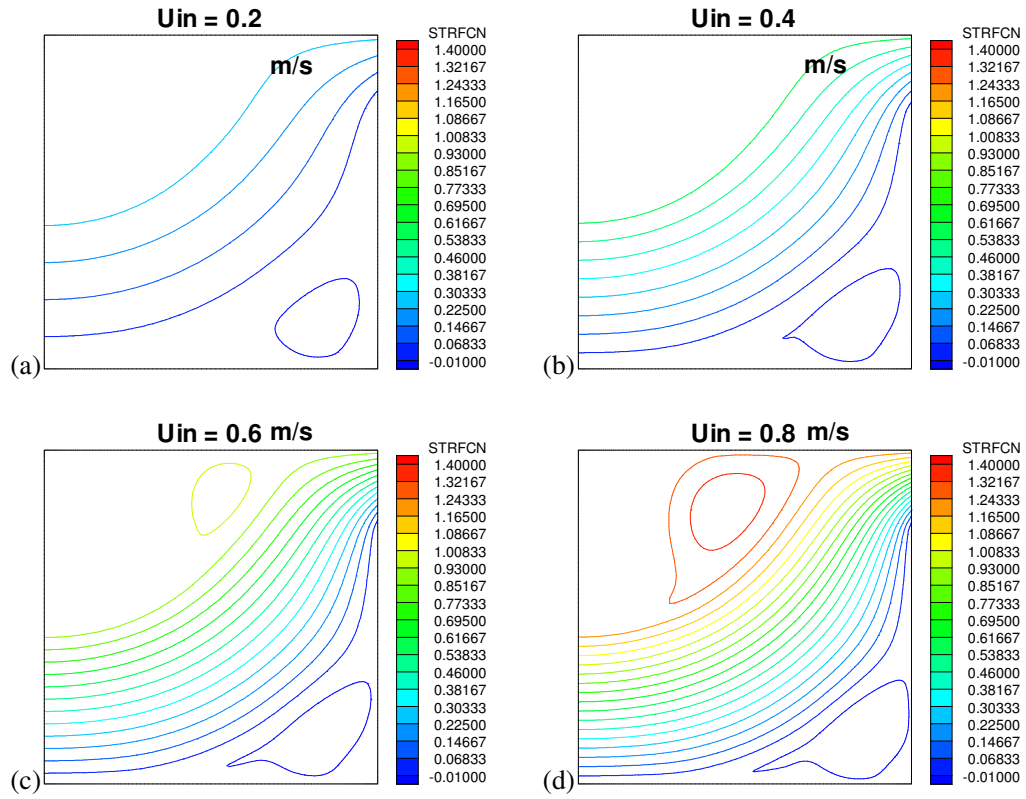


Figura 6 - Linhas de corrente em função da velocidade de entrada – ventilação cruzada.

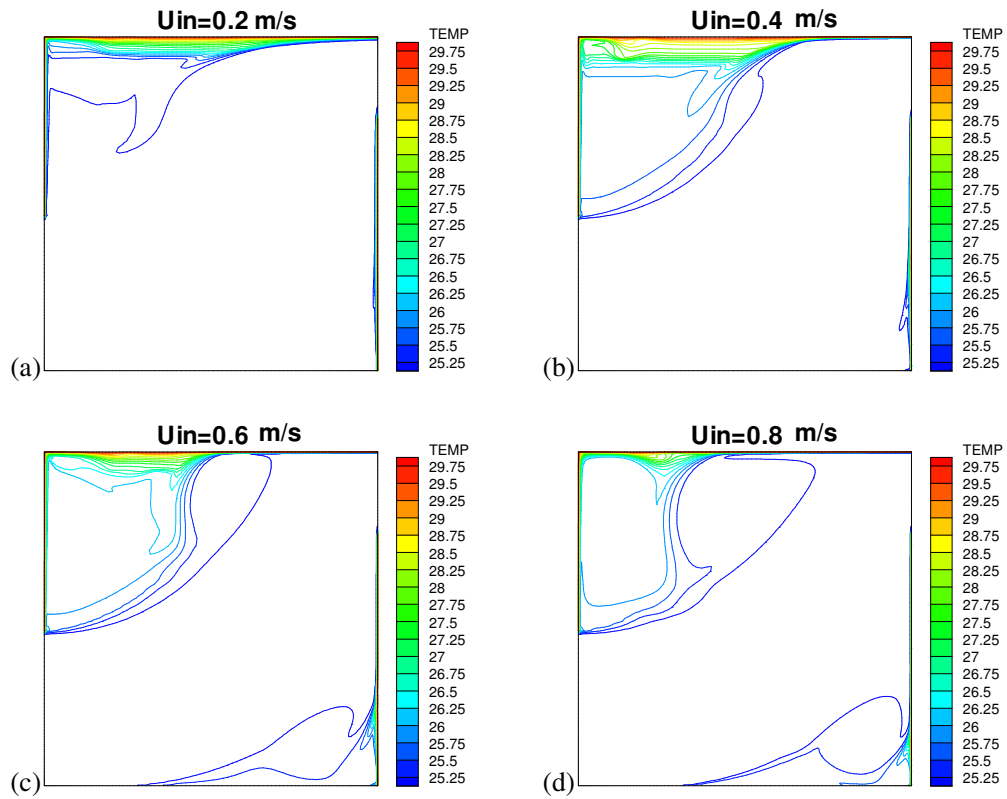


Figura 7 – Isotermas em função da velocidade de entrada – ventilação cruzada.



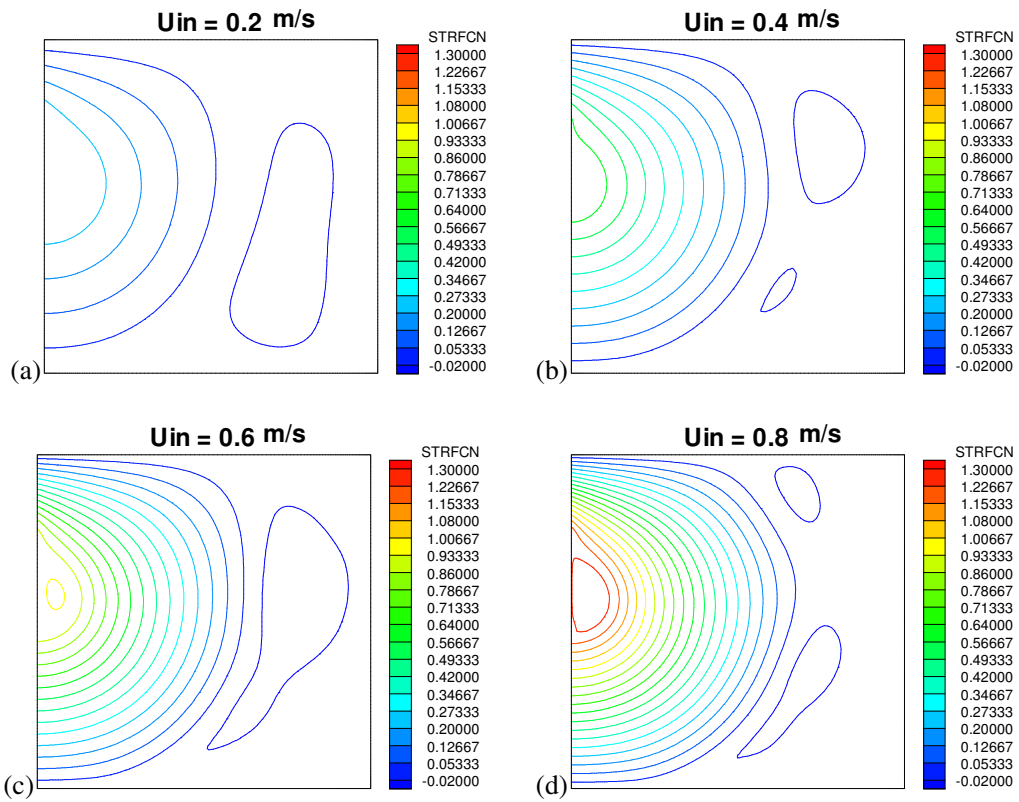


Figura 8 - Linhas de corrente em função da velocidade de entrada – ventilação unilateral.

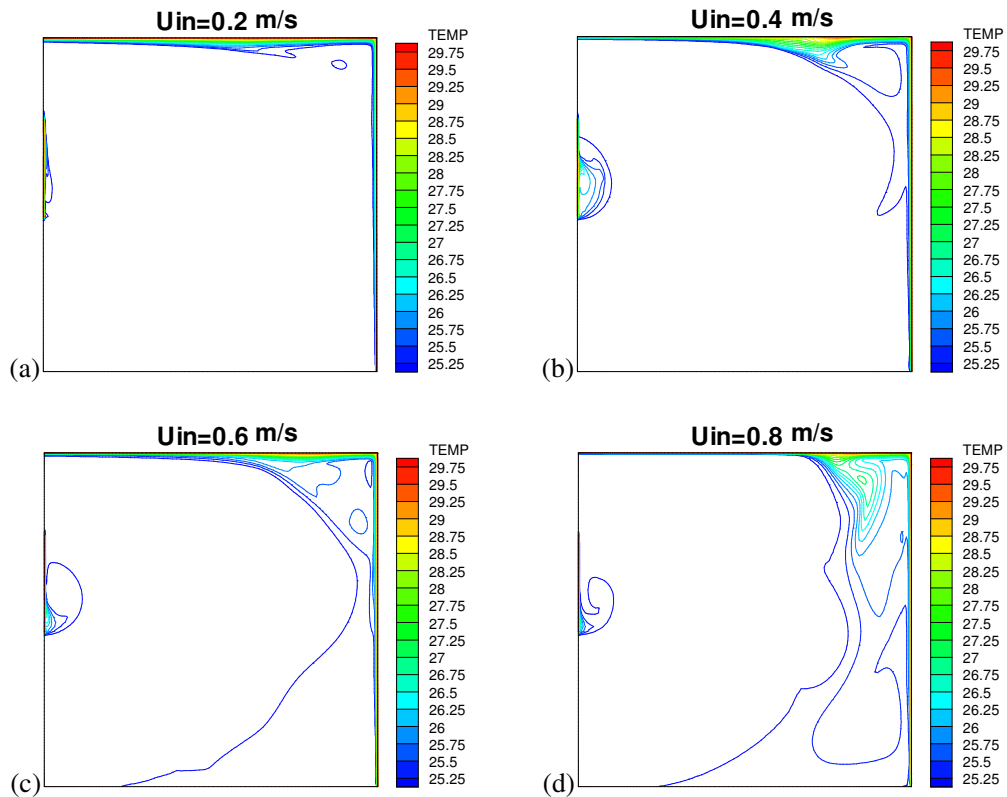


Figura 9 – Isotermas em função da velocidade de entrada – ventilação unilateral.

As isotermas são construídas, simplesmente, unindo-se os pontos de mesma temperatura e estão espaçadas entre si de 0,25 °C. Observa-se pelos resultados mostrados, para ventilação cruzada nas Figuras 6 e 7, que na medida em que a velocidade de entrada aumenta, dentro da faixa permitida para ambientes (ASHRAE 62:1990; ASHRAE 55:2004), a região de ar estagnada diminui e ocorre uma maior influência da temperatura externa na temperatura interna. Para uma velocidade de entrada de 0,8 m/s, Figura 7(d), apenas uma pequena região superior permanece com temperaturas elevadas.

Na configuração de ventilação unilateral, a região interna de ar estagnado é mais acentuada (Figura 8). Quando a velocidade de entrada do ar é mais elevada, ocorre uma melhora na distribuição do ar interno, e conseqüentemente na temperatura (Figura 9).

#### **4. CONCLUSÕES**

Percebe-se por meio dos resultados obtidos que a distribuição da temperatura interna, para velocidades de entrada mais próximas do limite superior recomendado e temperaturas externas mais amenas, resulta em temperaturas internas dentro dos limites estabelecidos pela norma ASHRAE 55:2004 para conforto. Ainda, comparando as configurações de ventilação cruzada e unilateral estudadas, para as condições avaliadas a ventilação cruzada se mostrou mais eficiente, proporcionando uma distribuição de temperatura interna mais próxima da faixa recomendada para a condição de conforto térmico.

#### **5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

- ALLOCA, C.; CHEN, Q.; GLICKSMAN, L. R. "Design analysis of single-sided natural ventilation". *Energy and Buildings*, 35, p. 785-795, 2003.
- ASHRAE, Standard 62. "Ventilation for acceptable indoor air quality". American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA, 1990.
- ASHRAE, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers "Thermal Environment Conditions for Human occupancy". ASHRAE 55:2004. New York, USA, 2004.
- CLEZAR, C. A.; NOGUEIRA, A. C. R. "Ventilação Industrial". Editora da UFSC, Florianópolis, SC, 1999.
- 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, Part A*, vol. 18, pp. 129-147, 1990.
- JONES, W.P.; LAUDER, B.E. "The Prediction of Laminarization with Two-Equation Model of Turbulence". *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 15, pp. 301-314, 1972.
- LAM, C.K.G AND BREMHORST, K.A. "A Modified Form of the k- $\epsilon$  Model for Predicting Wall Turbulence". *J. Fluid Eng.*, Vol.103, pp.456-460, 1981
- LI, Y.; DELSANTE, A. "Natural ventilation induced by combined wind and thermal forces". *Building and Environment*, 36, p. 59-71, 2003.
- MARTIN, A.; FITZSIMMONS, J. "Making Natural Ventilation Work: guidance note". GN 7. Bracknell, 2000.
- PATANKAR, S.V. "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow". Hemisphere, New York, 1980.
- VAN DOORMAAN, J.P. AND RAITHBY, G.D. "Enhancements of the SIMPLE Method for Prediction Incompressible Fluid Flow". *Numerical Heat Transfer*, Vol.7, pp.147-163, 1984.