

## ESTUDO NUMÉRICO DO ESCOAMENTO DE AR E DO DESEMPENHO TÉRMICO DE EQUIPAMENTOS EXPOSITORES REFRIGERADOS

**Pedro Dinis Gaspar\***, **Alexandre Miranda\***, **R. A. Pitarma\*\***

\* Universidade da Beira Interior  
Departamento de Engenharia Electromecânica  
Rua Fonte do Lameiro – Edifício 1 das Engenharias, 6201-001 Covilhã  
e-mail : dinis@demnet.ubi.pt , alexborg@demnet.ubi.pt

\*\* Instituto Politécnico da Guarda  
Escola Superior de Tecnologia e Gestão  
Departamento de Engenharia Mecânica  
Avenida Dr. Francisco Sá Carneiro, n.º 50, 6300-559 Guarda  
e-mail : rpitarma@ipg.pt

**Palavras chave:** Refrigeração, Equipamento expositores abertos, Simulação numérica.

**Resumo:** *A necessidade crescente de produtos alimentícios frescos nas vastas áreas urbanas revela a preponderância da refrigeração comercial. Este facto reflecte-se pela necessidade de preservar os produtos perecíveis ao mais alto nível de qualidade. O crescimento de consumo energético no sector comercial encontra-se directamente associado à expansão de equipamento electromecânicos de refrigeração. Dada a presente evolução tecnológica, esta componente é susceptível de ser reduzida, pelo que é fundamental assegurar meios e instrumentos de cálculo para melhorar o desempenho energético do sector, bem como a sua incidência no campo ambiental. O objectivo geral deste trabalho consiste no estudo numérico do escoamento de ar e do desempenho térmico na região interior de equipamentos expositores refrigerados abertos, através da previsão do escoamento turbulento não isotérmico e do campo de temperaturas. Com o conhecimento destas características pretende-se sugerir alterações da configuração geométrica que poderiam melhorar as distribuições de velocidade e temperatura. A complexa circulação do ar e a transmissão de calor são modeladas com código de dinâmica de fluidos computacional - Phoenix. Foi efectuado um estudo experimental de validação dos resultados numéricos. O modelo foi aplicado a um caso prático, sendo apresentadas previsões numéricas para uma configuração típica de funcionamento.*

## 1. INTRODUÇÃO

Estando a comercialização sujeita a uma apresentação atractiva de produtos alimentares de modo a encorajar a compra por parte do público em geral, na selecção de equipamentos expositores refrigerados, não deverá ser apenas considerada a apresentação do produto, mas também o seu consumo energético, já que os dois factores apresentam primordial importância na rentabilidade do estabelecimento.

Devido a questões de marketing, os produtos expostos em equipamentos expositores refrigerados abertos semelhantes à configuração exposta na *Figura 1*, não possuem qualquer barreira física entre o consumidor e o produto. A necessidade do consumidor poder ver e manusear sem constrangimentos o produto que se predispõe a adquirir apresenta diversos problemas técnicos, já que a cortina de ar não é ideal, pois o ar ambiente quente e húmido do estabelecimento comercial interage e mistura-se com o ar refrigerado no interior do equipamento, além de ser recirculado através da grelha de aspiração para o sistema de refrigeração, o que representa uma parcela bastante assinalável de perda de capacidade refrigerativa.

Num passado recente, os balcões frigoríficos eram fabricados em função de conveniência e de estética com um custo reduzido com o conseqüente aumento da energia necessária para o arrefecimento dos referidos equipamentos. Dadas as características dos empreendimentos comerciais, quer pela concorrência de mercado, quer pela evolução das empresas inerentes aos serviços de alimentação, é imprescindível desenvolver métodos que minimizem o seu consumo energético.

Por norma, o desenvolvimento de novos equipamentos expositores refrigerados tem sido levado a cabo pela modificação dos modelos existentes, na tentativa de aperfeiçoamento em termos de performance, isto é, na redução do consumo energético e na uniformização da temperatura dos produtos no interior do espaço refrigerado. Os testes eram realizados experimentalmente com base na alteração física dos equipamentos existentes. Trata-se de uma prática com custos elevados em termos monetários, temporais e humanos.

Os elementos de evolução tecnológica já disponíveis ainda apresentam custos muito elevados que se reflectem no encarecimento final do produto, mas a avaliação da distribuição das temperaturas e do fluxo de ar no interior do espaço refrigerado através da simulação numérica permite examinar um rol completo de modificações a efectuar nos referidos equipamentos, com um custo mais reduzido e com um tempo de desenvolvimento inferior.

A modelação matemática de espaços refrigerados está ainda numa fase inicial de desenvolvimento, em grande parte devido à ocupação do espaço refrigerado por produtos alimentares, normalmente com formas irregulares ou armazenados em qualquer tipo de embalagem. O escoamento do ar em espaços refrigerados é extremamente complexo o que dificulta a simulação do processo e eleva o esforço computacional relativo a modelação do escoamento e da transmissão de calor. Hu *et al.* [1] realizaram o estudo computacional da transmissão de calor convectiva turbulenta na região interior de um

equipamento expositor refrigerado fechado enquanto Wang *et al.* [2] apresentam uma simulação numérica que pretende avaliar o padrão tridimensional do escoamento num compartimento refrigerado preenchido por caixas de produtos. Paralelamente, Bhattacharjee *et al.* [3] efectuaram simulações numéricas da interacção térmica entre a cortina de ar de um equipamento expositor aberto e o ar ambiente do compartimento de modo a permitir o aprofundamento do conhecimento da transmissão turbulenta de calor e de quantidade de movimento nesta região de mistura.

Pitarma [4], realizou a modelação matemática de câmaras frigoríficas de veículos com o propósito de estudar a inadequada distribuição de ar. Foram modelados diversos casos práticos com relevância no domínio da refrigeração de câmaras para o transporte rodoviário de longa distância, de modo a avaliar o desempenho de distintos sistemas de distribuição de ar e averiguar as condições de frio proporcionadas por uma câmara de paredes finas face a um compartimento convencional.

## 2. MODELO MATEMÁTICO

A representação física e matemática dos fenómenos físicos que exprimem o escoamento de fluidos com transmissão de calor incorporada são expressas por um conjunto de equações gerais de governo. No presente estudo foi apenas considerado o caso bidimensional em que o escoamento foi assumido turbulento não isotérmico e o processo de transmissão de calor em regime estacionário, considerando-se o fluido como um gás ideal, incompressível e com diversas propriedades constantes.

Ainda no âmbito do modelo físico e matemático é descrito o modelo matemático de turbulência. É de salientar que, em função do modelo de turbulência utilizado, também será avaliado o tratamento do escoamento nas proximidades de paredes.

### 2.1. Equações Gerais

#### a) Equação da continuidade

A equação da continuidade exprime a conservação de massa e em função das hipóteses assumidas, a equação geral é simplificada obtendo-se a expressão genérica na forma de:

$$\sum \frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

#### b) Equação da quantidade de movimento

A conservação da quantidade de movimento (2ª lei de Newton) é expressa pelas equações diferenciais do movimento de qualquer partícula fluida vêm:

$$\rho \sum_j \frac{\partial (U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + F_i + \rho \sum_j \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \nu_l \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2)$$

Para completar a descrição das equações é necessário ter em conta o termo representativo do efeito da força de impulsão na componente vertical das equações da conservação da

quantidade de movimento, face às variações da massa específica. O efeito de impulsão considerado no modelo consiste na utilização de um termo de perturbação da massa específica adicionado à componente vertical da equação de quantidade de movimento:

$$F = (\rho - \rho_{ref}) \cdot g \quad (3)$$

### c) Equação da energia

A equação da energia desenvolvida em função da temperatura, num sistema sem geração interna de energia, com calor específico e condutibilidade térmica constantes, em regime estacionário e desprezando a dissipação viscosa devido às características do escoamento, vem:

$$\rho C_p \sum_j \frac{\partial (U_j T)}{\partial x_j} = k \sum_j \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (4)$$

Assumindo que o ar se comporta como um gás perfeito é possível estabelecer uma relação entre a massa específica e a temperatura através da equação de estado, de modo a avaliar as variações da massa específica face aos gradientes térmicos do escoamento, que traduzem o seu efeito na força de impulsão.

## 2.2. Modelo de turbulência

O modelo de turbulência k-ε é baseado no conceito de viscosidade turbulenta. A popularidade do modelo, aliada ao consequente uso e validação trouxe à luz as suas vantagens bem como as suas deficiências, analisadas em pormenor por Launder *et al.* [5]. Trata-se de um modelo de turbulência bastante plausível na realização de previsões numéricas do escoamento de fluidos e na transmissão de calor devido à capacidade de simulação de uma gama elevada de escoamentos com ajustamento mínimo dos coeficientes e pela sua relativa simplicidade de formulação. O modelo é constituído por duas equações diferenciais, para a energia cinética turbulenta e para a dissipação da energia cinética turbulenta:

$$\begin{aligned} \rho \frac{Dk}{Dt} + \rho \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ U_i k - \frac{\nu_t}{Pr_t(k)} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] &= \rho (P_k + \Gamma_b - \varepsilon) \\ \rho \frac{D\varepsilon}{Dt} + \rho \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ U_i \varepsilon - \frac{\nu_t}{Pr_t(\varepsilon)} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] &= \rho \frac{\varepsilon}{k} (C_{1e} P_k + C_{3e} \Gamma_b - C_{2e} \varepsilon) \end{aligned} \quad (5)$$

Em que a taxa de produção de energia cinética por tensões de cisalhamento é dada por:

$$P_k = \nu_t \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \left[ \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right] \quad (6)$$

E a taxa de produção de energia cinética por forças gravitacionais que interagem com o gradiente de densidade é dada por:

$$\Gamma_b = -\nu_t g \frac{\frac{\partial T}{\partial x_i}}{\text{Pr}_t(T)} \quad (7)$$

A viscosidade cinemática turbulenta e o comprimento de escala virão:

$$\nu_t = C_\mu C_d \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (8)$$

$$l_m = C_d \frac{k^{3/2}}{\varepsilon} \quad (9)$$

As constantes do modelo têm um carácter empírico, determinadas com base experimental e posterior optimização. Fundamentadas em Launder *et al.* [5], as constantes utilizadas pelo modelo standard presente no código numérico são apresentadas na *Tabela 1*.

$C_\mu$	$C_d$	$C_{1e}$	$C_{2e}$	$C_{3e}$	$\text{Pr}_t(\mathbf{k})$	$\text{Pr}_t(\boldsymbol{\varepsilon})$
0,5478	0,1643	1,44	1,92	1,00	1,00	1,314

Tabela 1 – Constantes empíricas do modelo de turbulência k-ε standard.

### 2.3. Leis de parede

O modelo apresentado apenas é válido para escoamentos turbulentos completamente desenvolvidos. Na proximidade das paredes o N.º de Reynolds local é reduzido, pelo que os efeitos viscosos são predominantes sobre os efeitos turbulentos. Para levar em conta os efeitos viscosos e os elevados gradientes das variáveis nas proximidades das paredes é utilizado o método das funções logarítmicas de equilíbrio:

$$U^+ = \frac{\ln(E y^+)}{\kappa} \quad (10)$$

$$y^+ = \frac{\rho y}{\mu_l} \left( \frac{\tau_w}{\rho} \right)^{1/2}$$

A produção e a dissipação de energia cinética na região próxima da parede é dada por:

$$k = C_\mu^{-1/2} \frac{\tau_w}{\rho} \quad (11)$$

$$\varepsilon = (C_\mu C_d)^{3/4} \frac{k^{3/2}}{\kappa y}$$

A descrição completa e os pormenores relativos à implementação do modelo de turbulência e das leis de parede pode ser encontrada em Rodi [6].

### 3. MODELO NUMÉRICO

O modelo numérico subjacente ao código *PHOENICS* resolve as equações diferenciais discretizadas segundo esquema de diferenciação híbrido através do método das diferenças finitas – formulação de volumes de controlo. O sistema de equações algébricas às diferenças finitas é resolvido através do algoritmo SIMPLEST segundo um processo numérico iterativo para a malha ortogonal deslocada não uniforme com 50x240 volumes de controlo implementada no domínio computacional exibido na *Figura 2*. As equações diferenciais discretizadas podem ser expressas segundo a forma genérica, conforme exposto por Patankar [7]:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \rho U \phi - \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) = S_\phi \quad (12)$$

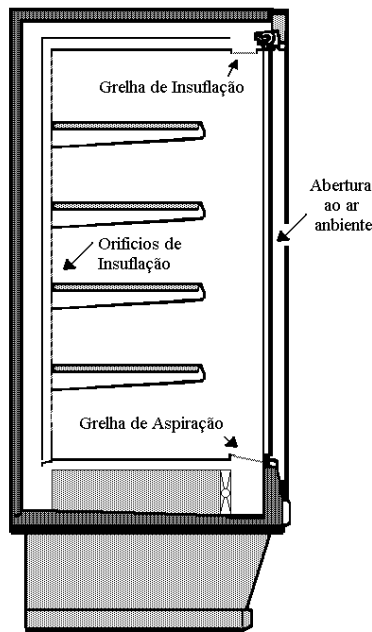


Figura 1 – Equipamento expositor aberto.

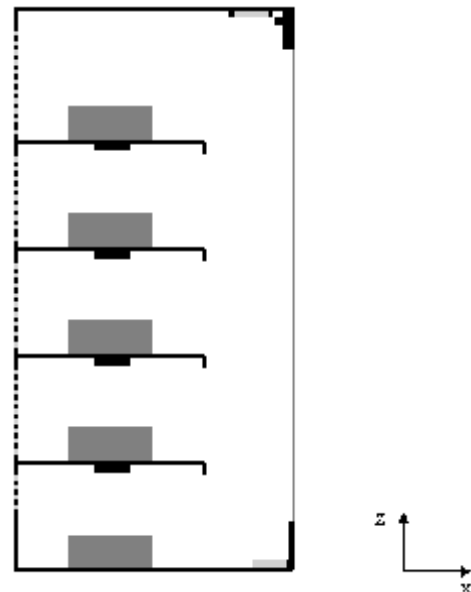


Figura 2 – Domínio computacional.

#### 3.1. Formulação de volumes finitos

O código resolve a formulação de volumes finitos da equação de equilíbrio, que consiste na integração da equação diferencial sobre cada um dos volumes de controlo em que o domínio de cálculo foi subdividido. Após a integração da equação geral de transporte, a equação algébrica da formulação em volumes finitos apresenta a forma:

$$a_p \phi_p = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_H \phi_H + a_L \phi_L + b \quad (13)$$

Em que  $\phi_p$  é apenas função do valor da variável genérica nos nós vizinhos e os coeficientes  $a_H, a_L, a_E, a_W$  são representativos das influências da convecção (entrada de massa a partir do volume de controlo vizinho) e da difusão (acção viscosa), com uma notação baseada na posição relativa face ao nó central. Como a equação discretizada tem que garantir a conservação de massa da variável genérica  $\phi$ , por continuidade vem que:

$$a_p = a_E + a_W + a_H + a_L - S_p V \quad (14)$$

Cada um dos coeficientes da *Equação 14* apresenta uma forma na qual estão expressos os termos do transporte convectivo ( $F$ ) e do transporte difusivo ( $D$ ), podendo o método exposto encontrado em pormenor em Patankar [7].

$$\begin{aligned} F &= (\rho \cdot u_i) \cdot A \\ D &= \frac{\Gamma_b}{L} \cdot A \end{aligned} \quad (15)$$

Os diversos termos relativos à formulação de volumes de controlo são dados por:

- Área transversal da face dos volumes de controlo adjacentes :

$$A = \Delta x_l ; A = \Delta x_l$$

- Distância internodal entre o nó vizinho considerado e o nó central.

$$L = (\delta x)_w ; L = (\delta x)_e ; L = (\delta x)_h ; L = (\delta x)_l$$

O termo fonte é constituído por duas parcelas de modo a ser linearizado, uma das quais dependente da variável genérica e outra independente :

$$S_\phi = S_p \phi_p + S_C \quad (16)$$

Pelo que a parcela do termo fonte correspondente à *Equação 13* é dada por:

$$b = S_C V \quad (17)$$

### 3.2. Esquema de discretização

O esquema de discretização usado por defeito no código para todas as variáveis é o esquema de diferenciação híbrido (*HDS*), que utiliza o esquema de diferenciação UPWIND de 1ª ordem (*UDS*) nas regiões de convecção elevada e o esquema de diferenciação de diferenças centrais (*CDS*) de 2ª ordem nas regiões de convecção reduzida.

O *UDS* é altamente estável, mas muito difusivo quando a direcção do escoamento é inclinada relativamente aos volumes de controlo da malha de discretização. O *HDS* altera entre o *CDS* e o *UDS*, em função do Número de Peclet do volume de controlo local, como se segue:

$$\begin{aligned}\phi_f &= \frac{\phi_c + \phi_d}{2} & , Pe < 2 \\ \phi_f &= \phi_c & , Pe > 2\end{aligned}\quad (18)$$

O Número de Peclet do volume de controlo que representa a razão entre os fluxos convectivo e difusivo é definido por:

$$Pe = \frac{\rho U_f A_f}{D_f} \quad (19)$$

Em que  $A_f$  corresponde à área da face do volume de controlo e  $D_f$  representa o coeficiente de difusão física. Quando  $Pe > 2$ , os cálculos com base no *CDS* tendem a tornar-se instáveis, de modo que o *HDS* reverte para o *UDS*, já que neste caso a difusão física é ignorada. O *HDS* apenas marginalmente é que se torna mais preciso que o *UDS*, pois o *CDS* é restrito a regiões com reduzido Número de Peclet.

### 3.3. Resolução das equações algébricas

No método de resolução das equações algébricas incorporado no código, o valor da variável genérica no volume de controlo central é calculado com base nos valores dos volumes de controlo vizinhos, obtidos na mesma iteração.

$$a_p \phi_p^{i+1} = \sum_{k=W,E,H,L} a_k \phi_k^{i+1} + S \quad (20)$$

O método opera por uma extensão adicional do TDMA que requer processo iterativo. Esta técnica pode ser especificada para todas as variáveis escalares e para a equação de correcção da pressão, no entanto as velocidades nunca são resolvidas para todo o domínio. Este método é preferível quando as não linearidades são leves e é recomendado para a equação de correcção da pressão, já que transmite os efeitos das condições de fronteira e dos obstáculos rapidamente ao longo do domínio. No modelo numérico considerado, as variáveis dependentes escalares fazem uso deste método enquanto as restantes são obtidas por média harmónica dos resultados.

### 3.4. Condições de fronteira

Os tipos de condições de fronteira impostas são de prática comum nas simulações numéricas:

#### a) Paredes :

Tal como descrito por Faramarzi [8], os ganhos de calor por transmissão através das paredes do equipamento não são significativos. Com base nestas considerações, na simulação numérica do expositor assumem-se as paredes isotérmicas com o valor da temperatura prescrito ao obtido experimentalmente, conforme indicado na *Tabela 2*, sem introduzir erros significativos nas previsões dos campos das diversas propriedades.

Superfície	Temperatura superficial [°C]
Superior interior	6,6
Frontal interior	6,3
Inferior interior	8,1

Tabela 2 – Temperaturas superficiais prescritas na simulação.

**b) Grelha de insuflação, de aspiração e orifícios da frente interior :**

A insuflação destes equipamentos tem duas componentes. Uma componente predominantemente vertical é realizada através da grelha de insuflação de modo a formar uma cortina de ar com o ambiente exterior enquanto uma componente horizontal é dada pela circulação de ar através da malha de orifícios que constituem a superfície frontal interior do equipamento.

Os parâmetros médios de funcionamento de insuflação pela grelhas e através dos orifícios, e da aspiração de ar apresentados na *Tabela 3* foram obtidos experimentalmente, para o equipamento com temperatura de funcionamento ajustada para 3,0 [°C] num teste realizado às condições ambiente de projecto ( $T = 25$  [°C] e  $HR = 60\%$ ).

Relativamente ao ar insuflado através dos orifícios colocados na parede frontal interior do equipamento, realizaram-se diversos ensaios para as medições da velocidade e temperatura desde a cota mínima ( $z=155$  [mm]) até à cota máxima ( $z=1277$  [mm]).

Propriedades	Grelhas		Orifícios	
	Insuflação	Aspiração	$z=155$ [mm]	$z=1277$ [mm]
Velocidade [m/s]	2,5	1,7	1,0	0,5
Temperatura [°C]	1,5	9,1	1,5	1,5

Tabela 3 – Parâmetros de funcionamento relativos à insuflação e aspiração.

As condições de entrada e saída de energia cinética e da sua taxa de dissipação foram fixadas tal como exposto em Phoenix [9-10]:

$$\begin{aligned}
 k_i &= (U_i I_t)^2 \\
 \varepsilon_i &= (C_\mu C_d)^{3/4} \frac{k^{3/2}}{0,1h}
 \end{aligned}
 \tag{22}$$

No entanto, é necessário referir que os valores considerados para a intensidade de turbulência nas diversas entradas e saídas de massa diferiram. Segundo Phoenix [9-10], a intensidade de turbulência encontra-se na generalidade dos casos entre 1 a 5%, pelo que no caso da grelha de insuflação que apresenta a configuração de favos de abelha ( $\varnothing 3,5$  [mm]) de modo a uniformizar o escoamento, foi considerada uma intensidade de turbulência de 1%. Nos orifícios da frente interior do mural ( $\varnothing 4,25$  [mm]), a intensidade de turbulência considerada foi de 2,5% enquanto que na grelha de aspiração ( $\varnothing 10$  [mm]) impôs-se 5%.

**c) Superfície de exposição (Abertura ao ar ambiente do compartimento) :**

Para simular esta situação, foi utilizada uma condição de fronteira de pressão fixa, em que a direcção do escoamento é determinada em cada volume de controlo da superfície em função da diferença de pressão.

Tendo em consideração que a variação da massa específica irá provocar regularmente diferenças de pressão que imponham a direcção do escoamento para o interior do equipamento é necessário impor a temperatura do ar ambiente de entrada. Assim, a temperatura foi fixada ao valor de 25 [°C], porque além de ser a temperatura ambiente de projecto, foi verificado experimentalmente a presença deste valor em diversos pontos de um plano vertical exterior nas proximidades desta superfície correspondente à condição de fronteira.

**d) Fonte de calor por iluminação :**

A iluminação interior do equipamento representa uma fonte de calor, que foi simulada através de uma condição de fronteira para a energia térmica dissipada pela sua superfície. Corresponde a uma condição do tipo fluxo imposto uniformemente distribuído ao longo do elemento. Dada a eficiência luminosa das lâmpadas fluorescentes (cerca de 85%), foi considerado um fluxo de calor de 10 [W].

**3.5. Monitorização e promoção da convergência**

O dispositivo de monitorização e controlo da convergência da solução é baseado na análise dos resíduos. Os resíduos são as quantidades que representam as variações na equação de volumes finitos para uma variável dependente genérica  $\phi$ , definidos por:

$$e_p = a_p \phi_p - \sum_{i=W,E,L,H} a_i \phi_i + b \quad (22)$$

O somatório estendido a todos os volumes de controlo do domínio de cálculo, do valor absoluto dos resíduos é normalizado através de uma quantidade assumida como referência  $R_{ref}(\phi)$ , normalmente da ordem de grandeza de uma característica constante do problema em estudo. Dá-se por terminado o processo iterativo quando o resíduo normalizado é inferior a um valor suficientemente pequeno  $\lambda$ , ou seja:

$$\frac{\sum |e_p|}{R_{ref}(\phi)} < \lambda \quad (23)$$

A relaxação é um dispositivo utilizado para a promoção da convergência através da redução da variação dos valores das variáveis durante o procedimento de resolução. É necessário ter em consideração que a relaxação não altera os valores da solução convergida, apenas retarda temporalmente a sua obtenção. Envolve a modificação dos valores da variável dependente obtidos pelo algoritmo numérico de resolução, de modo a amortecer eventuais variações bruscas de iteração para iteração.

**a) Relaxação linear:**

Quando a relaxação linear é aplicada à variável genérica  $\phi$ , o novo valor  $\phi_i'$  para a variável em cada volume de controlo é dado por:

$$\phi_i' = \phi_{i-1} + \alpha_l (\phi_i - \phi_{i-1}) \quad (24)$$

Em que  $\phi_{i-1}$  corresponde ao valor armazenado obtido na iteração anterior e  $\phi_i$  corresponde ao valor obtido na iteração actual. O factor de relaxação é dado por  $\alpha_l$  está compreendido entre 0 e 1.

**b) Relaxação inercial:**

A relaxação inercial consiste na adição de um termo extra ao termo fonte da equação de volumes finitos:

$$S_{relax} = \frac{\rho V}{\Delta t_f} [(\phi_P)_{i-1} - \phi_P] \quad (25)$$

Em que  $(\phi_P)_{i-1}$  equivale ao valor da variável dependente  $\phi$  no volume de controlo  $P$ , obtido na iteração anterior e  $\phi_P$ , corresponde ao valor obtido a iteração actual. A quantidade  $V$  corresponde ao volume do volume de controlo e  $\Delta t_f$  representa o passo temporal falso que actua como factor de relaxação, já que para valores elevados do passo, o termo adicionado é desprezável, pelo que a solução da equação é obtida praticamente sem recurso a relaxação. Para valores reduzidos do passo, o valor da variável dependente  $\phi$  é aproximado ao obtido na iteração anterior.

No presente estudo, os factores de relaxação linear e inercial foram adoptados segundo a metodologia expressa por Hu *et al.* [1] e também utilizada por Wang *et al.* [2], já que o escoamento com transmissão de calor dá-se em condições semelhantes. A relaxação linear é aplicada apenas a uma das variáveis dependentes, sendo a relaxação inercial aplicada às restantes segundo a formulação expressa na *Tabela 4*:

$\phi$	<b>p</b>	<b>u</b>	<b>W</b>	<b>K</b>	<b><math>\epsilon</math></b>	<b>T</b>
$\alpha_l$	0,4	-	-	-	-	-
$\Delta t_f$	-	$\frac{VC_{min}}{U_{max}} \cdot \alpha_i$	$\frac{VC_{min}}{U_{max}} \cdot \alpha_i$	$\frac{VC_{min}}{U_{max}} \cdot \frac{\alpha_i}{10}$	$\frac{VC_{min}}{U_{max}} \cdot \frac{\alpha_i}{10}$	$1000 \cdot \frac{VC_{min}}{U_{max}}$

Tabela 4 – Factores de relaxação.

Em que  $VC_{min}$  corresponde à estimativa da menor dimensão dos volumes de controlo que constituem o domínio de cálculo e  $U_{max}$  representa a estimativa da velocidade máxima no domínio. A variável  $\alpha_i$  indica o nível de relaxação inercial a aplicar às variáveis, sabendo que  $\alpha_i=100$  corresponde a uma fraca relaxação e  $\alpha_i=0,1$  ao seu oposto. Todas as restantes variáveis não sofreram qualquer tipo de relaxação. No caso de estudo foram considerados  $VC_{min} = 1,3$  [mm],  $U_{max} = 2,5$  [m/s] e  $\alpha_i = 10$ .

### 3.6. Pormenores computacionais

O código de cálculo foi executado num computador pessoal com processador PENTIUM 2 a 350 [MHz] com 128 [Mb] de memória de RAM. É necessário realçar que o procedimento iterativo terminou quando atingiu o número de iterações definido, o que poderia indicar uma baixa convergência, embora tenha sido considerada uma percentagem de erro de 1% para a simulação. No entanto, a evolução da convergência das diversas variáveis dependentes estabiliza num valor constante a partir de cerca 15.000 iterações correspondente a um tempo de cálculo de aproximadamente 8h:00m, pelo que é razoável admitir que a partir desse momento é atingida a convergência numérica possível da solução. A baixa convergência, poderá em parte ser imputada à condição de fronteira de pressão fixa destinada a simular a abertura do equipamento ao ar ambiente. A variação da massa específica no domínio de cálculo vai provocar diferenças de pressão entre o interior e exterior, que irão afectar a magnitude e direcção do fluxo mássico de modo a satisfazer a continuidade. Por sua vez, esta situação vai induzir flutuações nas variáveis dependentes que se irão traduzir no valor dos resíduos, e conseqüentemente aumentar o tempo de convergência da solução.

## 4. APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DE RESULTADOS

O balcão frigorífico alvo de estudo foi o equipamento expositor refrigerado vertical aberto, comercializado pela *JORDÃO Cooling Systems*<sup>®</sup> na versão de charcutaria/lacticínios, por ser a categoria que apresenta mais dificuldades técnicas em função da abertura para o ambiente do compartimento. As simulações numéricas efectuadas têm por objectivo avaliar a distribuição do campo de velocidades e temperaturas no interior do equipamento, de modo a localizar pontos de possível evolução técnica dos equipamentos. De seguida são exibidos os resultados mais significativos do estudo numérico, reflectidos nas previsões do campo de velocidade sobreposto ao campo de temperatura em zonas sensíveis do equipamento nas *Figura 3* a *Figura 5*, bem como pela apresentação do padrão das linhas de corrente na *Figura 6* e pelo campo de temperatura para o interior do equipamento na *Figura 7*.

### a) Campo de velocidades :

Na globalidade, são evidenciadas as baixas velocidades nas zonas entre as prateleiras, em contraste com a velocidade máxima presente na zona relativa à insuflação exposta na *Figura 3*, que representa uma ampliação do campo de velocidade sobreposto ao campo de temperatura na zona periférica da grelha de insuflação. Nesta previsão destaca-se a visualização da entrada de ar ambiente para o interior do equipamento e a sua interacção com o ar refrigerado insuflado pela grelha. É evidente uma grande recirculação na prateleira superior.

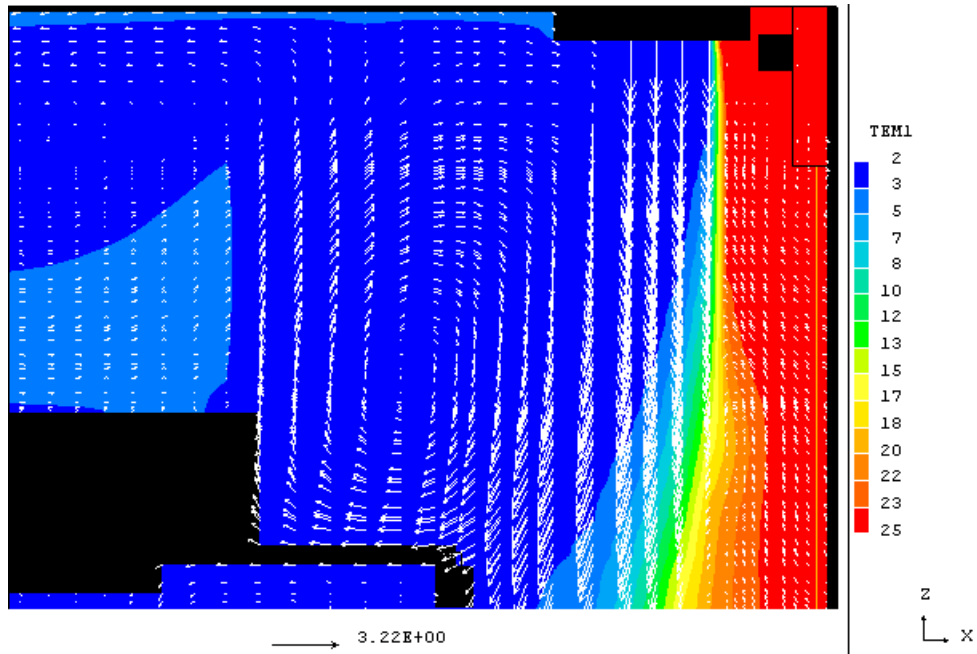


Figura 3 – Campo de velocidades [m/s] / Campo de temperaturas [°C] : Grelha de insuflação.

A *Figura 4* representa uma ampliação do campo de velocidade sobreposto com o campo de temperaturas na zona periférica da grelha de aspiração, onde é observável a perda substancial de mistura de ar refrigerado injectado pela grelha de insuflação com ar ambiente. Neste caso, é evidente a perda de capacidade de bloqueio da cortina de ar devido à interacção com o ar ambiente, já que a velocidade desta é bastante inferior.

Numa zona periférica à entrada de ar refrigerado pelos orifícios presentes na parede frontal interior do equipamento, a previsão exposta na *Figura 5* prevê as baixas velocidades que caracterizam o escoamento na zonas de exposição dos produtos alimentares.

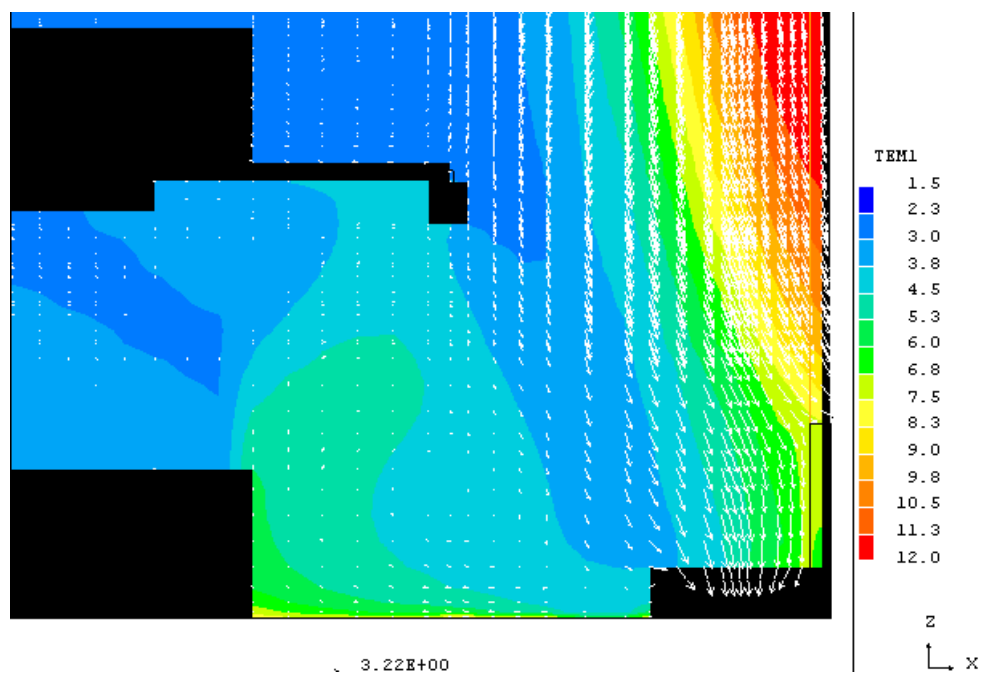


Figura 4 – Campo de velocidades [m/s] / Campo de temperaturas [°C] : Grelha de aspiração.

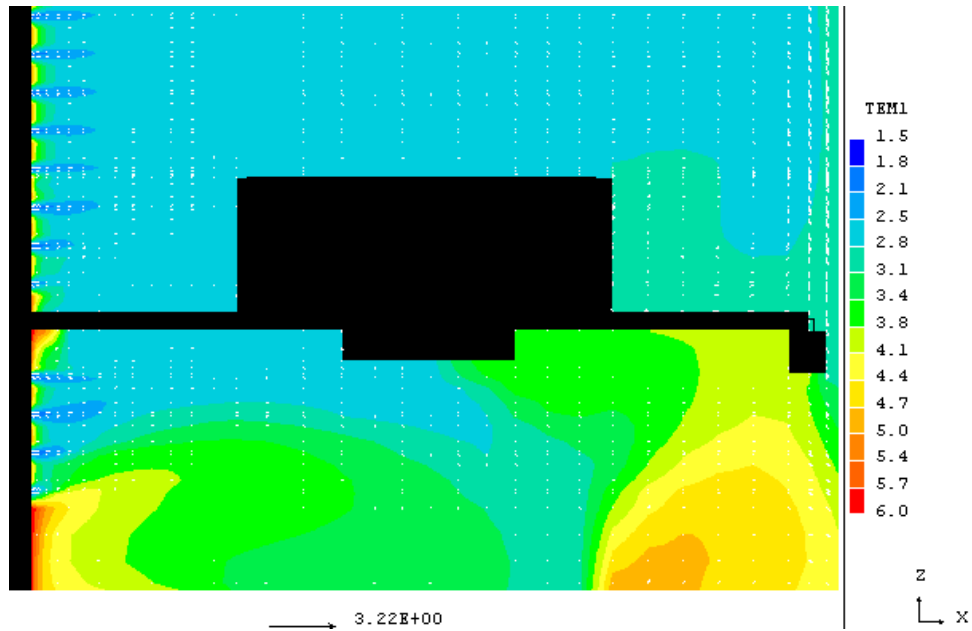


Figura 5 – Campo de velocidades [m/s] / Campo de temperaturas [°C] : Parede frontal interior.

**b) Linhas de corrente:**

As linhas de corrente representadas pela *Figura 6* indicam as diversas recirculações existentes nos espaços entre as prateleiras que auxiliam a conservação em frio dos produtos.

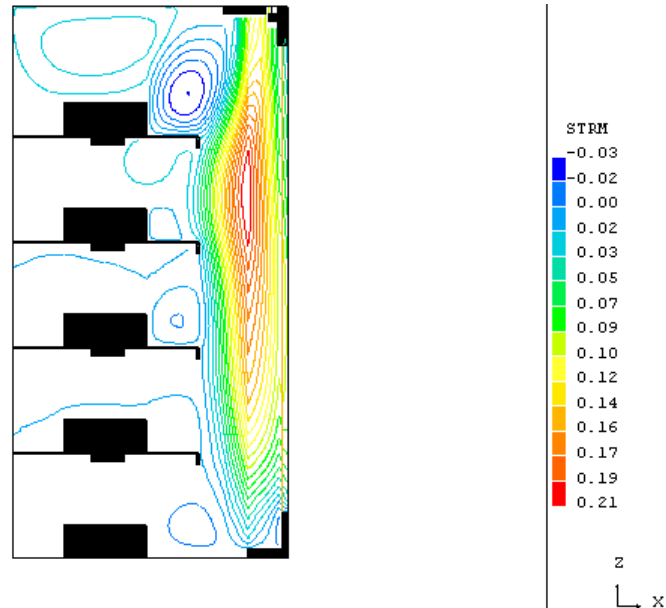


Figura 6 – Linhas de corrente.

**c) Campo de temperatura:**

A *Figura 7* é ilustrativa da previsão do campo de temperatura no interior do equipamento, evidenciando a eficácia da cortina de ar à entrada de ar ambiente para o interior do equipamento. Do mesmo modo, visualiza-se a interacção do ar refrigerado injectado pela grelha de insuflação com o ar ambiente e a posterior saída da mistura pela zona inferior da abertura ao ar ambiente.

É perceptível a localização do ar refrigerado insuflado pela grelha de insuflação, bem como a sua entrada pelos orifícios presentes na parede frontal interior. É representada uma zona crítica na parte inferior de exposição do equipamento, onde a temperatura prevista encontra-se no limite superior da temperatura de funcionamento do equipamento. Esta previsão é também função das temperaturas superficiais impostas para as paredes interiores do equipamento.

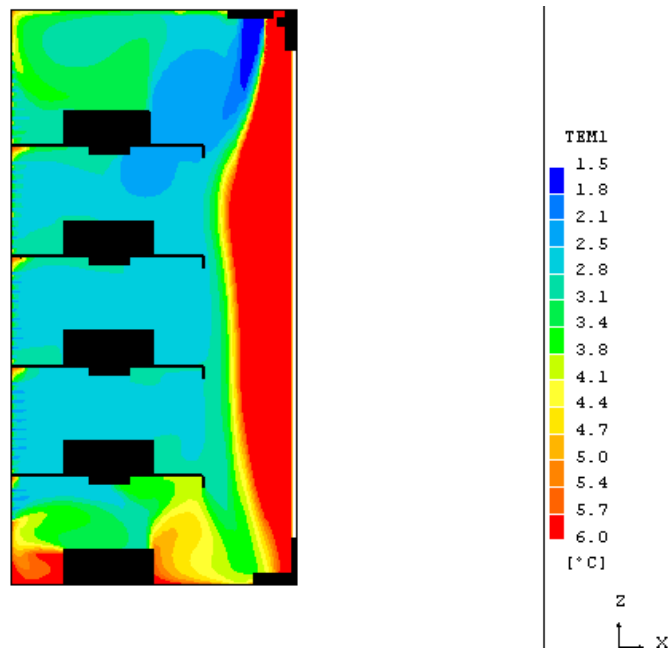


Figura 7 – Campo de temperaturas.

Em Gaspar [11] pode ser encontrada a descrição dos diversos ensaios experimentais efectuados para validar o modelo numérico. A comparação com os resultados numéricos evidencia uma tendência genérica muito aproximada da evolução das temperaturas, mas com ligeiras discrepâncias quantitativas. Os desvios não se encontram uniformemente distribuídos no domínio, pois as grandes discrepâncias encontram-se na região próxima da abertura frontal sendo o erro praticamente desprezável na zona interior. Dada a gama de temperaturas considerada, pode-se atribuir uma eficácia considerável ao modelo computacional desenvolvido.

## 5. CONCLUSÃO

É necessário realçar que o estudo numérico é bastante simplificado, já que a bidimensionalidade não considera os efeitos de extremidade no escoamento. A realização da simulação numérica em regime estacionário não traduz o real funcionamento do equipamento. Relativamente aos modelos matemáticos, a inclusão de um modelo de radiação térmica para a contabilização mais realista desta componente dos ganhos de calor, bem como, o uso de um modelo com concentração de espécies para apreciar a relevância da humidade relativa (vapor de água presente no ar ambiente) no funcionamento dos equipamentos, poderia ser extremamente proveitoso. Ao não ser levada em consideração a carga térmica dos produtos alimentares, não é possível contabilizar correctamente o aumento da temperatura no envelope de refrigeração. No entanto, após avaliação dos resultados numéricos é possível elaborar as seguintes conclusões :

A previsão do campo de temperatura revela que a temperatura encontra-se mais elevada na zona inferior do equipamento. Em termos gerais, a temperatura no interior do equipamento poderá ser reduzida com um pequeno aumento do diâmetro dos orifícios. Esta alteração corresponderia ao aumento do caudal de ar refrigerado insuflado por estes elementos e à consequente redução do caudal insuflado pela cortina de ar. Embora esta situação possibilite uma maior uniformização do campo de temperaturas, uma uniformização adicional pode ser conseguida com a alteração, tanto dimensional como da configuração das prateleiras. Estas situações encontram-se completamente descritas em Gaspar [11].

A previsão do campo de velocidades na zona periférica da grelha de aspiração indica uma perda substancial de ar refrigerado para o ambiente. Possivelmente, a alteração dimensional da zona inferior do equipamento proporcionará a entrada através da grelha de aspiração de um caudal maior de ar arrefecido. Assim, é de admitir que com estas alterações geométricas, o consumo energético do equipamento diminua pelo facto do sistema de refrigeração e nomeadamente o compressor não necessitar de funcionar durante períodos de tempo tão prolongados.

Deste modo também as características alimentícias e comerciais dos produtos são beneficiadas, pois a uniformização dos campos de temperatura e velocidade permitirá estender o período de conservação em frio.

## 6. AGRADECIMENTOS

Agradece-se à *JORDÃO Cooling Systems*<sup>®</sup> pela disponibilização das características técnicas do equipamento expositor refrigerado vertical aberto, assim como pela apresentação das dificuldades sentidas pelos fabricantes e expectativas relativamente aos aspectos construtivos, operativos e de evolução tecnológica.

## 7. REFERÊNCIAS

- [1] Shih C. Hu, Nai W. Fan and Yie-Zu R. Hu, “Optimization of the display design using numerical models”, *PHOENICS Journal of CFD & its applications*, vol. 7, n.º 1, 1994.
- [2] H. W. Wang and A. H. Visser, “3D flow patterns in refrigerated stores”, *PHOENICS Journal of CFD & its applications*, vol. 4, n.º 2, 1991.
- [3] Pratik Bhattacharjee and Eric Loth, “Simulation of air-curtain thermal entrainment”, *Proceedings of ASME - Fluids Engineering Division Summer Meeting*, June 2001.
- [4] R. A. Pitarma, *Modelação matemática e experimental de câmaras frigoríficas de veículos*, Tese de Doutoramento, Instituto Superior Técnico, Universidade Técnica de Lisboa, Lisboa, Julho 1997.
- [5] Launder, B. E., Spalding, D. B., *The numerical computation of turbulent flows*. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, vol. 3, 1974.
- [6] Wolfgang Rodi, *Turbulence models and their application in hydraulics – A state of the art review*, IAHR, 1980.

- [7] S. V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere Publishing Corporation, 1980.
- [8] Ramin Faramarzi, “Efficient display case refrigeration”, *ASHRAE Journal*, vol. 41, n.º 11, November 1999.
- [9] PHOENICS-related Lectures and Tutorials, CHAM - Concentration, Heat and Momentum Ltd [citado em 25 de Setembro de 2001 – 18:27]. Disponível em URL: [http://www.cham.co.uk/phoenics/d\\_polis/d\\_lecs/leclist.htm](http://www.cham.co.uk/phoenics/d_polis/d_lecs/leclist.htm)
- [10] PHOENICS-VR Reference Guide – CHAM Technical Report TR/326, CHAM - Concentration, Heat and Momentum Ltd (revisto em Julho 2001) [citado em 25 de Setembro de 2001 – 18:27]. Disponível em URL: [http://www.cham.co.uk/phoenics/d\\_polis/d\\_docs/tr326/tr326top.htm](http://www.cham.co.uk/phoenics/d_polis/d_docs/tr326/tr326top.htm)
- [11] Pedro Dinis Gaspar, *Estudo Numérico e Experimental do Desempenho Térmico de Equipamentos Expositores Refrigerados*, Dissertação de Mestrado, Universidade da Beira Interior, Covilhã, 2002. (Submetida)

## 8. NOMENCLATURA

A	Área, [m <sup>2</sup> ].
a	Coefficiente.
b	Termo fonte.
C <sub>μ</sub> , C <sub>d</sub>	Constantes do modelo de turbulência.
C <sub>1e</sub> , C <sub>2e</sub> , C <sub>3e</sub>	Constantes do modelo de turbulência.
C <sub>p</sub>	Calor específico, [J/kg K].
E	Constante empírica ( = 8,6 ).
e	Resíduo.
F	Força, [N].
g	Aceleração da gravidade, ( = 9,81 [m/s <sup>2</sup> ] ).
h	Dimensão da entrada e/ou saída de ar, [m].
I <sub>t</sub>	Intensidade de turbulência.
k	Energia cinética turbulenta [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ] ; Condutibilidade térmica [W/m K].
l <sub>m</sub>	Comprimento de escala.
L	Distância, [m].
m	Massa, [kg].
p	Pressão, [Pa].
P <sub>k</sub>	Taxa de produção de energia cinética turbulenta por tensões de corte, [m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ].
Pr, Pr <sub>t</sub> , Pr <sub>l</sub>	Número de Prandtl/Schmidt turbulento / ... laminar.
S	Termo fonte.
T	Temperatura, [K].
t	Tempo, [s].
U	Velocidade média ou instantânea, [m/s].
V	Volume, [m <sup>3</sup> ].
x, y, z	Coordenadas espaciais, [m].

*Índices Inferiores e Superiores*

$i, j, k$	Componentes das direcções cartesianas segundo x,y e z.
$i$	Inercial, Iteração.
$e, w, h, l$	Identificação das faces dos volumes de controlo.
$E, W, H, L$	Identificação dos nós (Este, Oeste, Superior, Inferior).
$l$	Laminar, Linear.
$t$	Turbulento.
$w$	Parede.
$+$	Variáveis adimensionais de parede.

*Simbologia grega*

$\alpha$	Coeficiente de relaxação.
$\Delta t_f$	Pseudo-paso temporal falso.
$\beta$	Coeficiente de expansão térmica, [1/K].
$\kappa$	Constante de Von Karman (= 0,41 ).
$\rho$	Massa específica, [kg/m <sup>3</sup> ].
$\varepsilon$	Dissipação de energia cinética, [m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ].
$\phi$	Variável genérica.
$\mu, \mu_t, \mu_l$	Viscosidade dinâmica / ... turbulenta / ... laminar, [N·s/m <sup>2</sup> ].
$\nu, \nu_t, \nu_l$	Viscosidade cinemática molecular / ... turbulenta / ... laminar, [m <sup>2</sup> /s].
$\Gamma_b$	Taxa de produção de energia cinética turbulenta por impulsão, [m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ].
$\Gamma_\phi$	Coeficiente de difusão para a variável genérica $\phi$ .
$\tau_w$	Tensão de corte, [N/m <sup>2</sup> ].