

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE NUMÉRICA DE UMA TORRE DE RESFRIAMENTO DE GRANDE PORTE

por

Roberto Krahe

Dissertação para obtenção do Título de  
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, dezembro de 2005

# ANÁLISE NUMÉRICA DE UMA TORRE DE RESFRIAMENTO DE GRANDE PORTE

por

Roberto Krahe  
Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de concentração: Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Dr. Horácio A. Vielmo

Co-orientador: Prof. Dr. Francis Henrique Ramos França

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Adriane Prisco Petry

Prof. Dr. Cesar Antônio Leal

Prof. Dr. Lígia Damasceno Ferreira Marczak

Prof. Dr. Flávio José Lorini  
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, dezembro de 2005.

Pai, inclina-nos a pensar sentindo, para que não guardemos gelo no cérebro, e induze-nos a sentir pensando para que não tenhamos fogo no coração.

*Emmanuel*

## **AGRADECIMENTOS**

Gostaria de prestar os seguintes agradecimentos:

- Ao Prof. Dr. Horácio Antônio Vielmo, pela orientação na execução deste trabalho bem como em outros aspectos da vida.
- Ao corpo de professores do departamento de Engenharia Mecânica, em especial aos professores Francis Henrique Ramos França , Paulo Smith Schneider e Sérgio Viçosa Möller.
- A amigos como Edmundo Kessler, Renato Zaccaron, Fabiano Wildner, André Albuquerque e Cirilo Bresolin.
- A Silvia Catarina Rossi, funcionária da Biblioteca da engenharia, pela ajuda na pesquisa bibliográfica.
- Ao CNPq, pelo suporte financeiro.
- À equipe de suporte da ESSS pela ajuda na compreensão do software CFX.
- À equipe de funcionários da CGTEE e em especial ao colega Eng. Felipe Ferreira Rodrigues por todo auxílio prestado.



## RESUMO

Este trabalho tem como objetivo principal determinar a troca de calor em uma torre de resfriamento de grande porte, do tipo seca. A força motriz deste sistema é o empuxo resultante da diferença de temperatura entre o ar interior e exterior da torre. A partir de uma certa velocidade o vento externo também desempenha um papel importante. A convecção natural ocorre em regime turbulento, devido às grandes dimensões. A modelagem numérica é feita pelo Método dos Volumes Finitos com malhas criadas sobre Elementos Finitos, através dos softwares comerciais Fluent e CFX. Os resultados são obtidos para diferentes potências dissipadas no trocador de calor. A partir dos resultados são realizados estudos sobre a viabilidade de mudanças na geometria da torre, a fim de se obter melhorias no escoamento, bem como uma troca de calor mais eficiente. Faz-se ainda uma regressão a fim de obter correlações entre a potência dissipada no trocador de calor e a vazão mássica de ar necessária para a troca. Estas correlações são de utilidade, para aplicações posteriores, na implantação de um simulador para o processo de troca de calor nesta torre. O trocador de calor também é enfocado a fim de se determinar o coeficiente global de troca térmica, a fim de disponibilizá-lo para aplicação em outros trabalhos.

Autor: Roberto Krahe

Orientador: Prof. Dr. Horácio A. Vielmo

Co-orientador: Prof. Dr. Francis Henrique Ramos França

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Dissertação de Mestrado em Engenharia

Porto Alegre, dezembro de 2005.

## **ABSTRACT**

### **NUMERICAL ANALYSIS OF A LARGE COOLING TOWER**

The main purpose of this work is to determine the heat exchange in a large dry cooling tower. The driving force of this system results from the difference of temperature between the interior and exterior air of the tower. At a certain speed, the external wind load also plays an important role. Natural convection occurs in turbulent regime, due to the tower large dimensions. The numerical modeling is made with Finite Volumes Method with meshes composed of finite elements, through the commercial softwares Fluent and CFX. Results were obtained for different powers levels delivered to the heat exchanger. Based on the results, studies on the viability of modifications of the geometry of the tower are carried out, in order to improve the flow of air, as well as increase heat exchange efficiency. A regression is made in order to get correlations between the power delivered to the heat exchanger and the mass of air outflow necessary for such exchange. These correlations are usefull, for further applications, in the implantation of a simulator for the process of heat exchange in the tower. Its heat exchanger is also analysed in order to obtain its global thermal heat exchange coefficient, which can be usefull to applications in other works.

Author: Roberto Krahe

Advisor: Prof. Dr. Horácio A. Vielmo

Co-Advisor: Prof. Dr. Francis Henrique Ramos França

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Master in Engineering Dissertation

Porto Alegre, December 2005.

# Conteúdo

<b>1</b>	<b>Introdução</b>	<b>1</b>
1.1	Energia . . . . .	1
1.2	Simulação, a busca da melhor eficiência . . . . .	2
1.3	Motivação e objetivos . . . . .	2
1.4	Objeto de estudo . . . . .	3
<b>2</b>	<b>Revisão Bibliográfica e Fundamentação Teórica</b>	<b>4</b>
2.1	Aletamento . . . . .	4
2.2	Trocadores de Calor . . . . .	4
2.2.1	Radiadores . . . . .	5
2.2.2	Troca de calor . . . . .	6
2.3	Escoamentos e Turbulência . . . . .	9
2.3.1	Modelos baseados na viscosidade turbulenta . . . . .	11
2.3.2	Modelos baseados em equações de transporte . . . . .	11
2.4	Métodos de solução das equações diferenciais . . . . .	12
2.5	Método dos Volumes Finitos . . . . .	14
2.6	Simulação Numérica da Turbulência . . . . .	15
2.6.1	Modelos a zero equação $\nu_T$ . . . . .	16
2.6.2	Modelos a uma equação . . . . .	16
2.6.3	Modelos a duas equações . . . . .	19
2.7	Escoamento - tubos de geometrias complexas . . . . .	24
2.7.1	Escoamento interno . . . . .	24
2.7.2	Escoamento externo . . . . .	25
2.7.3	Eficiência do aletamento . . . . .	26
2.8	Convecção Natural . . . . .	26
2.9	Torres de Resfriamento . . . . .	27
2.9.1	Modelo matemático para convecção natural em torres secas . . . . .	29
2.9.2	Ventos . . . . .	30
2.9.3	Pluma . . . . .	31
<b>3</b>	<b>O problema abordado no presente trabalho</b>	<b>32</b>
<b>4</b>	<b>Modelamento do trocador de calor</b>	<b>36</b>
4.1	Algoritmo de simulação . . . . .	36
4.2	Escoamento interno - água no interior dos tubos . . . . .	37
4.3	Escoamento externo - ar no interior da torre . . . . .	38
4.4	O trocador de calor completo . . . . .	41

<b>5</b>	<b>Modelo computacional</b>	<b>43</b>
5.1	Qualidade da malha . . . . .	43
5.2	Torre de resfriamento . . . . .	45
5.2.1	Visualização dos resultados para o problema axissimétrico . . . . .	51
5.2.2	Análise geral dos casos . . . . .	54
5.2.3	Solução proposta . . . . .	58
5.2.4	Comentários do modelamento, simulação e resultados . . . . .	59
5.2.5	Solução com presença de vento externo . . . . .	61
5.3	Trocador de Calor - Tubos Aletados . . . . .	74
<b>6</b>	<b>Conclusões e comentários finais</b>	<b>78</b>
<b>7</b>	<b>Sugestões para próximos estudos</b>	<b>79</b>
	<b>Referências</b>	<b>80</b>
	<b>Apêndice</b>	<b>89</b>
	A-1 - Termos usualmente associados a torres de resfriamento . . . . .	89
	A-2 - Escala <i>Beaufort</i> de vento . . . . .	91

# Nomenclatura

## Letras Romanas

$A_a$	Área superficial da aleta . . . . .	[m <sup>2</sup> ]
$A_{at}$	Área total do sistema com o aletamento . . . . .	[m <sup>2</sup> ]
$A$	Área de troca de calor . . . . .	[m <sup>2</sup> ]
$A_0^+$	Coefficiente para problema de fechamento de modelo . . . . .	[Adimensional]
$A_2^+$	Coefficiente para problema de fechamento de modelo . . . . .	[Adimensional]
$A_{min}$	Área mínima de passagem . . . . .	[m <sup>2</sup> ]
$C_1$	Coefficiente para problema de fechamento de modelo . . . . .	[Adimensional]
$C_2$	Coefficiente para problema de fechamento de modelo . . . . .	[Adimensional]
$C_3$	Coefficiente para problema de fechamento de modelo . . . . .	[Adimensional]
$C_{b_1}$	Coefficiente para problema de fechamento de modelo . . . . .	[Adimensional]
$C_{b_2}$	Coefficiente para problema de fechamento de modelo . . . . .	[Adimensional]
$C_{\varepsilon_1}$	Coefficiente para problema de fechamento de modelo . . . . .	[Adimensional]
$C_{\varepsilon_2}$	Coefficiente para problema de fechamento de modelo . . . . .	[Adimensional]
$C_\mu$	Coefficiente para problema de fechamento de modelo . . . . .	[Adimensional]
$C_p$	Calor específico do fluido . . . . .	[kJ/kgK]
$C_{v_1}$	Coefficiente para problema de fechamento de modelo . . . . .	[Adimensional]
$C_{w_1}$	Coefficiente para problema de fechamento de modelo . . . . .	[Adimensional]
$C_{w_2}$	Coefficiente para problema de fechamento de modelo . . . . .	[Adimensional]
$C_{w_3}$	Coefficiente para problema de fechamento de modelo . . . . .	[Adimensional]
$D_1$	Variável auxiliar para problema de fechamento de modelo . . . . .	[Adimensional]
$D_2$	Variável auxiliar para problema de fechamento de modelo . . . . .	[Adimensional]
$D_e$	Diâmetro externo da tubulação . . . . .	[m]
$D_h$	Diâmetro hidráulico equivalente . . . . .	[m]
$D_i$	Diâmetro interno da tubulação . . . . .	[m]

$D_{ij}$	Difusão de flutuações.....	[–]
$D_{max}$	Eixo externo maior da elipse.....	[m]
$D_{min}$	Eixo externo menor da elipse.....	[m]
$\tilde{d}$	Distância à superfície mais próxima.....	[m]
$E$	Variável auxiliar para problema de fechamento de modelo.....	[Adimensional]
$E_f$	Potência de fricção por unidade de área.....	[W/m <sup>2</sup> ]
$F$	Fator de correção.....	[Adimensional]
$F_{x_1}$	Forças de campo no eixo i.....	[N]
$F_{x_2}$	Forças de campo no eixo j.....	[N]
$F_{x_3}$	Forças de campo no eixo k.....	[N]
$F_{ij}$	Taxa de geração de flutuação.....	[–]
$f$	Fator de atrito.....	[Adimensional]
$\tilde{f}$	Função discretizável.....	[–]
$f^v$	Frequência de vórtices.....	[s <sup>-1</sup> ]
$f_1$	Variável auxiliar para problema de fechamento de modelo.....	[Adimensional]
$f_2$	Variável auxiliar para problema de fechamento de modelo.....	[Adimensional]
$f_2^*$	Variável auxiliar para problema de fechamento de modelo.....	[Adimensional]
$f_\mu$	Variável auxiliar para problema de fechamento de modelo.....	[Adimensional]
$f_p$	Fator de atrito por Petukhov.....	[Adimensional]
$f_{v_1}$	Variável auxiliar para problema de fechamento de modelo.....	[Adimensional]
$f_{v_2}$	Variável auxiliar para problema de fechamento de modelo.....	[Adimensional]
$f_w$	Variável auxiliar para problema de fechamento de modelo.....	[Adimensional]
$Gr$	Número de Grashof.....	[Adimensional]
$g$	Aceleração da gravidade.....	[m/s <sup>2</sup> ]
$\tilde{g}$	Variável auxiliar para problema de fechamento de modelo.....	[Adimensional]
$h$	Coefficiente de transferência de calor por convecção.....	[W/m <sup>2</sup> K]

$I_0$	Função Bessel modificada de primeira espécie . . . . .	[Adimensional]
$I_1$	Função Bessel modificada de primeira ordem e primeira espécie . . . . .	[Adimensional]
$k$	Condutividade térmica do material . . . . .	[W/mK]
$K_0$	Função Bessel modificada de segunda espécie . . . . .	[Adimensional]
$K_1$	Função Bessel modificada de primeira ordem e segunda espécie . . . . .	[Adimensional]
$K_h$	Coefficiente de perda de carga . . . . .	[m/s <sup>2</sup> ]
$k^*$	Coefficiente para problema de fechamento de modelo . . . . .	[Adimensional]
$L$	Comprimento . . . . .	[m]
$m_a$	Parâmetro de cálculo para a eficiência de aleta . . . . .	[Adimensional]
$M$	Número de Mach . . . . .	[Adimensional]
$\dot{m}$	Descarga de fluido . . . . .	[kg/s]
$N_a$	Número de aletas no sistema . . . . .	[Adimensional]
$N$	Número de passes no casco . . . . .	[Adimensional]
$Nu$	Número de Nusselt . . . . .	[Adimensional]
$Nu_i$	Número de Nusselt por Ilgarubis . . . . .	[Adimensional]
$Nu_p$	Número de Nusselt por Petukhov-Gnielinski . . . . .	[Adimensional]
$Nu_l$	Número de Nusselt local por Terukazu . . . . .	[Adimensional]
$N_{gl}$	Número de graus de liberdade . . . . .	[Adimensional]
$\vec{n}$	Vetor normal . . . . .	[-]
$P$	Parâmetro de cálculo para o fator de correção F . . . . .	[Adimensional]
$P_d$	Potência dissipada . . . . .	[MW]
$Pr$	Número de Prandtl . . . . .	[Adimensional]
$Pr_T$	Número de Prandtl turbulento . . . . .	[Adimensional]
$P^*$	Parâmetro de cálculo para o fator de correção F . . . . .	[Adimensional]
$P_h$	Perímetro hidráulico . . . . .	[m]
$P_{ij}$	Produção de flutuação . . . . .	[-]

$p$	Pressão .....	[Pa]
$Q_h$	Transferência de calor no trocador .....	[W/m <sup>2</sup> ]
$q$	Taxa de transferência de calor .....	[W]
$R$	Constante universal dos gases .....	[8, 31kJ/kgmolK]
$r_e$	Raio externo da aleta anular .....	[m]
$r_{ec}$	Raio externo corrigido da aleta anular .....	[m]
$r_i$	Raio interno da aleta anular .....	[m]
$R_*$	Parâmetro de cálculo para o fator de correção F .....	[Adimensional]
$Ra$	Número de Rayleigh .....	[Adimensional]
$Re$	Número de Reynolds .....	[Adimensional]
$Re_D$	Número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico .....	[Adimensional]
$Re_T$	Número de Reynolds turbulento .....	[Adimensional]
$Re_y$	Número de Reynolds junto à parede .....	[Adimensional]
$R''$	Fator de incrustação .....	[m <sup>2</sup> K/W]
$R_p$	Resistência condutiva na parede .....	[K/W]
$\tilde{r}$	Variável auxiliar para problema de fechamento de modelo .....	[Adimensional]
$r_h$	Raio hidráulico equivalente .....	[m]
$S$	Termo de produção .....	[-]
$St$	Número de Stanton .....	[Adimensional]
$S^\varphi$	Termo fonte da variável genérica $\varphi$ .....	[-]
$\tilde{S}$	Variável auxiliar para problema de fechamento de modelo .....	[Adimensional]
$S_h$	Coefficiente de perda de carga no trocador .....	[m/s <sup>2</sup> ]
$S_l$	Passo longitudinal do arranjo .....	[m]
$S_t$	Passo transversal do arranjo .....	[m]
$t$	Tempo .....	[s]
$t_a$	Espessura da aleta anular .....	[m]



$T$	Temperatura do fluido . . . . .	[K]
$T_a$	Temperatura do ambiente . . . . .	[K]
$T_e$	Temperatura de entrada do fluido . . . . .	[K]
$T_s$	Temperatura de saída do fluido . . . . .	[K]
$\overline{T_w}$	Temperatura média do escoamento interno . . . . .	[K]
$U$	Coefficiente global de transf. de calor . . . . .	[W/m <sup>2</sup> K]
$\vec{V}$	Vetor de velocidades . . . . .	[-]
$V_1$	Componente de velocidade no eixo i . . . . .	[m/s]
$V_2$	Componente de velocidade no eixo j . . . . .	[m/s]
$V_3$	Componente de velocidade no eixo k . . . . .	[m/s]
$\overline{v_1}$	Componente da flutuação de velocidade no eixo i . . . . .	[m/s]
$\overline{v_2}$	Componente da flutuação de velocidade no eixo j . . . . .	[m/s]
$\overline{v_3}$	Componente da flutuação de velocidade no eixo k . . . . .	[m/s]
$\mathcal{X}$	Variável auxiliar para problema de fechamento de modelo . . . . .	[Adimensional]
$y^+$	Distância à parede . . . . .	[m]
$z$	Ponto discreto do domínio . . . . .	[-]

#### Letras Gregas

$\beta$	Coefficiente de expansão térmica . . . . .	[K <sup>-1</sup> ]
$\tilde{\beta}$	Coefficiente para problema de fechamento de modelo . . . . .	[Adimensional]
$\delta$	Camada limite . . . . .	[m]
$\Delta T_1$	Diferenças de temperatura . . . . .	[K]
$\Delta T_2$	Diferenças de temperatura . . . . .	[K]
$\Delta T_{ml}$	Média logarítmica das diferenças de temperatura . . . . .	[K]
$\Delta T_{mlcc}$	Média logarítmica das dif. de temp. em contracorrente . . . . .	[K]
$\delta_{jk}$	Delta de Kronecher . . . . .	[-]
$\varepsilon$	Taxa de dissipação viscosa da energia turbulenta . . . . .	[m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ]

$\tilde{\varepsilon}$	Coeficiente para problema de fechamento de modelo . . . . .	[Adimensional]
$\varepsilon_0$	Coeficiente para problema de fechamento de modelo . . . . .	[Adimensional]
$\varepsilon_{ij}$	Dissipação de flutuações . . . . .	[–]
$\eta_a$	Eficiência de uma aleta anular . . . . .	[%]
$\eta_g$	Eficiência global do aletamento . . . . .	[%]
$\Gamma$	Difusividade molecular . . . . .	[K/sm]
$\Gamma^\varphi$	Coeficiente de difusão da variável genérica $\varphi$ . . . . .	[–]
$\Gamma_T$	Difusividade turbulenta . . . . .	[K/sm]
$\kappa$	Energia cinética da turbulência . . . . .	[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]
$\lambda$	Variável auxiliar para problema de fechamento de modelo . . . . .	[Adimensional]
$\lambda_0$	Coeficiente para problema de fechamento de modelo . . . . .	[Adimensional]
$\mu$	Viscosidade . . . . .	[K/sm]
$\mu_{eff}$	Viscosidade efetiva . . . . .	[K/sm]
$\mu_T$	Viscosidade turbulenta . . . . .	[K/sm]
$\nabla$	Operador gradiente . . . . .	[–]
$\nabla \cdot$	Operador divergente . . . . .	[–]
$\nu$	Viscosidade cinemática . . . . .	[m <sup>2</sup> /s]
$\tilde{\nu}$	Variável auxiliar para transporte de $\nu_T$ . . . . .	[m <sup>2</sup> /s]
$\nu_T$	Viscosidade turbulenta . . . . .	[m <sup>2</sup> /s]
$\Omega_{ij}$	Tensor rotacional . . . . .	[m/s]
$\omega$	Frequência de desprendimento de vórtices . . . . .	[s <sup>-1</sup> ]
$\Phi_{ij}$	Distribuição da flutuação . . . . .	[–]
$\varphi$	Variável escalar genérica . . . . .	[–]
$\rho$	Massa específica . . . . .	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	Coeficiente para problema de fechamento de modelo . . . . .	[Adimensional]
$\sigma_\varepsilon$	Coeficiente para problema de fechamento de modelo . . . . .	[Adimensional]

$\sigma_i$	Intensidade de turbulência..... [%]
$\sigma_\kappa$	Coeficiente para problema de fechamento de modelo ..... [Adimensional]
$\sigma_\omega$	Coeficiente para problema de fechamento de modelo ..... [Adimensional]
$\sigma_T$	Número de Prandtl turbulento..... [Adimensional]
$\tau_{ij}$	Tensão de cisalhamento..... [Pa]
$\zeta$	Taxa de deformação..... [Pa]

Súb-índices

$f$	Lado frio.....
$q$	Lado quente.....

## Lista de Figuras

1.1	Torre de resfriamento . . . . .	3
2.2	Trocador operando em correntes paralelas . . . . .	7
2.3	Trocador operando em contracorrente . . . . .	7
2.4	Passos do trocador . . . . .	25
2.5	Tubo Aletado . . . . .	25
2.6	Transformação para aleta circular equivalente . . . . .	26
2.7	Trocador vertical externo . . . . .	29
2.8	Trocador horizontal interno - Hamon . . . . .	29
2.9	Trocador radial inclinado interno - Heller . . . . .	29
3.1	Esquema genérico da torre de resfriamento tipo Heller . . . . .	32
3.2	Elemento delta do trocador de calor água-ar atmosférico - vista frontal [CTM, 1982]	33
3.3	Configuração do feixe de tubos aletados [CTM, 1982] . . . . .	34
4.1	Fluxograma para o escoamento interno . . . . .	37
4.2	Variação de UA em função da temperatura de saída do ar . . . . .	39
4.3	Fluxograma para o escoamento externo . . . . .	40
4.4	Relação entre a potência dissipada e o coeficiente global de transferência de calor .	41
5.1	Qualidade de malha . . . . .	44
5.2	Possíveis condições de contorno na admissão da torre: (a)pressão prescrita (b) domínio estendido . . . . .	45
5.3	Fluxo de ar entre deltas adjacentes . . . . .	47
5.4	Malha utilizada - Domínio completo . . . . .	49
5.5	Malha - Proximidades da torre . . . . .	49
5.6	Malha - Elementos tetraédricos e hexaédricos . . . . .	49
5.7	Padrão do campo vetorial de velocidade na admissão . . . . .	50
5.8	Torre de resfriamento - Vetores de velocidade - Caso A (tab. 3.4) . . . . .	51
5.9	Torre de resfriamento - Campo de velocidade - Caso A (tab. 3.4) . . . . .	51
5.10	Torre de resfriamento - Vetores de velocidade - Caso F (tab. 3.4) . . . . .	52
5.11	Torre de resfriamento - Campo de velocidade - Caso F (tab. 3.4) . . . . .	52
5.12	Torre de resfriamento - Campo de temperatura - Caso A (tab. 3.4) . . . . .	53
5.13	Torre de resfriamento - Campo de temperatura - Caso F (tab. 3.4) . . . . .	53
5.14	Torre de resfriamento - Viscosidade Turbulenta - Caso A (tab. 3.4) . . . . .	54
5.15	Torre de resfriamento - Perfil de velocidades na admissão . . . . .	55
5.16	Torre de resfriamento - Perfil de velocidades na descarga . . . . .	55
5.17	Torre de resfriamento - Descarga em função da potência . . . . .	56
5.18	Torre de resfriamento - Recirculação no interior da torre . . . . .	57
5.19	Torre de resfriamento - Vetores de velocidade - Solução proposta . . . . .	58
5.20	Torre de resfriamento - Campo de velocidade - Solução proposta . . . . .	58
5.21	Torre de resfriamento - Campo de temperatura - Solução proposta . . . . .	59

5.22 Torre de resfriamento - $y^+$ . . . . .	60
5.23 Domínio de estudos para o vento externo . . . . .	61
5.24 Domínio de estudos para o vento externo . . . . .	62
5.25 Planos de visualização utilizados . . . . .	64
5.26 Linhas de corrente - vento força 2 . . . . .	65
5.27 Vetores de velocidade - vento força 2 . . . . .	66
5.28 Campo de temperatura - vento força 2 . . . . .	67
5.29 Linhas de corrente - vento força 6 . . . . .	68
5.30 Vetores de velocidade - vento força 6 . . . . .	69
5.31 Campo de temperatura - vento força 6 . . . . .	70
5.32 Linhas de corrente - vento força 9 . . . . .	71
5.33 Vetores de velocidade - vento força 9 . . . . .	72
5.34 Campo de temperatura - vento força 9 . . . . .	73
5.35 Trocador de Calor - Domínio de cálculo . . . . .	74
5.36 Trocador de Calor - Linhas de corrente . . . . .	75
5.37 Trocador de Calor - Vetores de velocidade . . . . .	76
5.38 Trocador de Calor - Campo de temperatura . . . . .	77

## Lista de Tabelas

3.1	Dados do circuito de resfriamento - [Demoliner, 1999] . . . . .	32
3.2	Dados de operação - [CGTEE, 1978] . . . . .	34
3.3	Dados de projeto da torre - [Demoliner, 1999] . . . . .	34
3.4	Condições de operação de interesse - [CGTEE, 2004] . . . . .	35
4.1	Resultados para o circuito d'água . . . . .	38
4.2	Resultados para o circuito de ar . . . . .	40
4.3	Resultados do conjunto ar e água . . . . .	41
5.1	Resultados de simulação para $T_a = 20\text{ }^\circ\text{C}$ . . . . .	56
5.2	Comparação de resultados . . . . .	59
5.3	Velocidade do vento simulado . . . . .	64
5.4	Resultados na descarga da torre . . . . .	73
7.5	Escala <i>Beaufort</i> . . . . .	91

# 1 Introdução

## 1.1 Energia

Processos que ocorrem com troca de calor são fenômenos comuns na engenharia, sendo amplamente utilizados. Muitas vezes esta troca de calor é necessária apenas para que um fluido baixe seu nível energético a fim de continuar um processo, e esta quantidade de energia é perdida para o meio ambiente.

Nos últimos anos o homem defronta-se com um problema de difícil solução, a necessidade de preservar o próprio modo e qualidade de vida atrelado a uma população crescente, e à produção de energia e o trabalho associado à mesma. A demanda pela produção de energia é crescente, entretanto para suprir esta demanda se consome cada vez mais os recursos naturais. A destruição destas reservas, bem como um baixo aproveitamento do potencial energético, contribuem para o aumento do impacto ambiental. Palavras como efeito estufa, aquecimento global, emissão de poluentes, entre outras, deixaram de ser termos técnicos conhecidos apenas por engenheiros, geólogos e ambientalistas e passaram a fazer parte do conhecimento comum da população.

A produção de energia, bem como o custo da mesma, influencia o desenvolvimento econômico de uma nação. Empresas migram para países onde o custo da energia é menor, multas e leis antipoluição são baixas ou inexistentes. Estes países, normalmente ditos em desenvolvimento, beneficiam-se com a vinda destas empresas. Diminuem assim a taxa de desemprego, uma vez que estas empresas necessitam de mão-de-obra, aumentam as exportações e as arrecadações de impostos e outros fatores que tornam aceitáveis o preço a pagar pela dilaceração dos recursos naturais.

A adoção de métodos a fim de diminuir a emissão de poluentes e reduzir o impacto ambiental é muito cara, e geralmente inacessível a países em desenvolvimento. Em países desenvolvidos a preocupação é que a adoção destes métodos baixaria a competitividade, tanto em nível local como internacional, devido aos altos custos de implementação destas tecnologias. Abordagens como leis e multas são propostas mundiais de muitos governos a fim de abordar este assunto, como o protocolo de Kyoto. Entretanto, por ser um ponto estratégico no fator de desenvolvimento de um país, influenciando diretamente na economia e qualidade de vida da população, torna-se difícil uma solução conciliadora.

Muitos métodos alternativos de conversão de energia são cada vez mais estudados, como a energia eólica, energia solar, as provenientes de fontes termais, e até mesmo das marés. Porém estas tecnologias possuem um alto custo de implementação, contrariam interesses político-econômicos já estabelecidos, ou não podem suprir sozinhas a demanda de energia necessária, fazendo parte então como formas alternativas, e não como o método principal de conversão de energia adotado.

Sob a ótica atual não adianta ter recursos energéticos e não utilizá-los, mesmo que estes sejam não-renováveis. Adota-se então o critério da eficiência e disponibilidade energética como

ferramenta de estudo, a fim de minimizar os efeitos da poluição e o impacto ambiental causado, maximizando a eficiência na conversão energética.

## **1.2 Simulação, a busca da melhor eficiência**

O estudo sobre a eficiência e a otimização de processos nem sempre é uma tarefa simples. Em se tratando de sistemas térmicos este estudo torna-se normalmente muito árduo, devido à complexidade dos fenômenos envolvidos. Sistemas onde o processo ocorre sob convecção natural e em regime de escoamento turbulento não possuem uma solução analítica. A turbulência é um fenômeno comum na engenharia. A maioria dos processos da indústria que envolvem o escoamento de fluidos, ocorrem sob o regime turbulento, entretanto o comportamento destes escoamentos ainda não é passível de ser resolvido em sua totalidade. A necessidade de poder prever o comportamento do escoamento turbulento é essencial para a simulação. Através dos anos muitas pesquisas e experimentos foram realizadas na tentativa de criar modelos de turbulência, muitos caindo em desuso por se provarem ineficientes. Outros lograram êxito e são amplamente utilizados. Com o surgimento da computação, e principalmente a velocidade de avanço desta tecnologia, foi viabilizada a aplicação de modelos mais complexos. A simulação numérica oriunda da discretização do domínio de cálculo abriu espaço para a formulação de muitas metodologias, entre elas as mais aplicadas e conhecidas são as diferenças finitas, elementos finitos, volumes finitos e elementos de contorno. A existência de várias técnicas de discretização, bem como das várias abordagens de se modelar a turbulência decorre do fato de que mesmo considerando os computadores mais rápidos e potentes, a simulação numérica de escoamentos complexos em um tempo de processamento pequeno não é uma realidade. O uso de um modelamento universal acarreta na criação de complexidades e custos de processamento elevado, sendo assim alguns modelos prestam-se somente para um tipo de problema específico a ser resolvido. Desta maneira abre-se mão de uma modelagem generalizada em prol de uma solução mais rápida a um custo computacional mais baixo.

A partir das soluções obtidas pela simulação numérica pode-se estabelecer curvas e correlações analíticas a fim de prever o comportamento sob novas condições de operação não simulados anteriormente. Através destas correlações analíticas pode-se então buscar pontos de otimização para o sistema, obtendo uma maior eficiência do processo em estudo. Da visualização do comportamento do escoamento pode-se propor soluções e alterações da planta obtendo uma maior eficiência no processo.

## **1.3 Motivação e objetivos**

O Brasil e outros países do mundo encontram-se atualmente na transição, migrando de uma condição de uso desregulado de recursos energéticos e emissão de poluentes para uma condição mais regulamentada, onde o consumo de reservas energéticas ocorre com domínio e controle do processo a fim de promover uma melhor eficiência. Abrem-se novas necessidades ao profissio-



nal no campo da engenharia, onde não só o conhecimento da maneira como ocorre um processo qualquer é exigida, mas também o de determinar o melhor ponto de trabalho a partir de qualquer demanda.

Assim a necessidade de se conhecer técnicas de simulação e modelagem numérica, bem como poder extrair processos melhores a partir dos resultados são as motivações genéricas deste trabalho.

A determinação de correlações analíticas, bem como a identificação de alterações do processo visando uma melhor performance para o processo de troca de calor de uma torre de resfriamento por convecção natural de grande porte, são os objetivos deste trabalho.

Na seqüência do texto é apresentada uma revisão da literatura referente aos processos termodinâmicos e a modelagem numérica necessária.

Após é identificado o problema em estudo e mostrada a formulação empregada, passando então para a discussão dos resultados e conclusões.

## 1.4 Objeto de estudo

O presente estudo é realizado a partir de dados de operação e construção de uma torre de resfriamento seca, em funcionamento na planta da Usina Termelétrica Presidente Médici, fase B, pertencente à CGTEE. Sitada no município de Candiota, RS, tendo entrado em operação no ano de 1986, esta torre de resfriamento até recentemente era a maior torre de convecção natural do mundo. Na fig. (1.1) é mostrada a torre de resfriamento da planta.



Figura 1.1: Torre de resfriamento

## 2 Revisão Bibliográfica e Fundamentação Teórica

### 2.1 Aletamento

Aletas ou superfícies estendidas têm por finalidade aumentar a troca de calor de um corpo com sua vizinhança, através de um aumento na sua área de troca. Em aletas anulares, a eficiência da aleta é obtida por

$$\eta_a = \frac{2r_i}{m_a(r_e^2 - r_i^2)} \times \frac{K_1(m_a r_i)I_1(m_a r_e) - K_1(m_a r_e)I_1(m_a r_i)}{K_0(m_a r_i)I_1(m_a r_e) + K_1(m_a r_e)I_0(m_a r_i)} \quad (1)$$

onde  $r_i$  é o raio interno da aleta anular,  $r_e$  o raio externo,  $I$  e  $K$  são as funções de Bessel modificadas de primeira e segunda espécie respectivamente, onde os índices destas funções se referem à ordem das mesmas, e  $m_a$  é um parâmetro adimensional dado por

$$m_a = \sqrt{\frac{2h}{kt_a}} \quad (2)$$

sendo  $h$  o coeficiente de transferência de calor por convecção,  $k$  a condutividade térmica do material, e  $t_a$  a espessura da aleta anular. A equação (1) é deduzida para o caso de uma aleta sujeita à convecção com sua extremidade adiabática, sendo que para casos onde a extremidade é ativa, isto é, também sujeita a convecção, o raio externo deve ser substituído por um raio corrigido  $r_{ec}$ , dependente da espessura da aleta, e é dado por

$$r_{ec} = r_e + \frac{t_a}{2} \quad (3)$$

A eficiência global do aletamento é função da eficiência de aletas no seu conjunto, ou sistema, e é dada por

$$\eta_g = 1 - \frac{N_a A_a}{A_{at}} \times (1 - \eta_a) \quad (4)$$

onde  $N_a$  é o número de aletas no sistema,  $A_a$  é a área superficial da aleta e  $A_{at}$  a área total exposta à troca de calor por convecção, que engloba a área de aletas e a área da superfície primária.

### 2.2 Trocadores de Calor

Trocadores de calor são equipamentos utilizados na transferência de energia térmica de um sistema para a vizinhança ou entre partes de um sistema, através de uma área de contato que separa dois ou mais fluidos a temperaturas diferentes. Sua classificação é diversa, de acordo com o tipo de fluido de trabalho bem como seu estado físico, direção das correntes, número de passes, tipo de contato, tipo de construção e outros fatores [Kakaç & Liu, 1998].

### 2.2.1 Radiadores

Projetos com trocadores de calor envolvem considerações sobre a transferência de calor entre os fluidos e a potência mecânica de bombeamento. Em trocadores operando com fluidos de alta densidade e baixa viscosidade a potência de bombeamento gasta é relativamente pequena se comparada com a potência. No caso de trocadores operando com fluidos de baixa densidade a potência de bombeamento é grande comparado ao coeficiente de troca térmica obtido [Kays & London, 1998].

A potência requerida por unidade de área para vencer a fricção pode ser expressa em função do número de Reynolds do escoamento, do fator de atrito  $f$ , do raio hidráulico equivalente  $r_h$  e das propriedades do fluido, conforme

$$E_f = \frac{\mu^3}{2\rho^2} \left( \frac{1}{4r_h} \right)^3 f Re^3 \quad (5)$$

A transferência de calor por unidade de área, para uma diferença de temperatura, pode ser relacionada em função do coeficiente de transferência de calor  $h$  e calculado a partir de um caso particular com base no diâmetro hidráulico equivalente  $D_h = 4r_h$ , das propriedades do fluido, e nos números de Reynolds ( $Re = \rho \bar{V} D_h / \mu$ ), Prandtl ( $Pr = C_p \mu / k$ ), Nusselt ( $Nu = h D_h / k$ ) e Stanton ( $St = Nu / (Re Pr)$ ) segundo

$$h = \frac{k Nu}{D_h} = \frac{k St Re Pr}{4r_h} = \frac{C_p \mu}{4r_h} St Re \quad (6)$$

Da equação (6) observa-se que a variação do coeficiente de troca de calor é diretamente proporcional à variação de velocidade do escoamento, tal que  $\Delta h \approx \Delta \bar{V}$  uma vez que  $Re$  varia linearmente com a velocidade. De uma mesma análise da equação (5), deduz-se que a potência varia com a velocidade segundo a relação  $(\Delta \bar{V})^2 \leq \Delta E_f \leq (\Delta \bar{V})^3$ . Através destas é possível ver que uma redução na velocidade do escoamento irá provocar uma grande redução da potência e uma pequena redução no coeficiente de troca de calor. Esta perda de transferência de calor pode ser recuperada pelo aumento da área de troca, que irá provocar também um aumento da potência, mas na mesma proporção que aumenta o coeficiente de troca de calor. A diminuição da velocidade pode ser obtida também com um aumento da seção da tubulação.

Trocadores operando com gases como um dos fluidos de trabalho possuem geralmente uma velocidade do escoamento muito baixa que associada à baixa condutividade térmica do gás causa um baixo coeficiente de troca térmica. Estes trocadores necessitam então de grandes áreas de troca de calor, sendo comumente denominados trocadores compactos, devido à grande área confinada em um volume pequeno, ou simplesmente radiadores. Esta alta densidade de área pode ser obtida com o aumento do número de tubos do escoamento, através da diminuição do diâmetro de cada tubo. Entretanto esta diminuição do diâmetro é limitada pelo custo e viabilidade de fabricação de tubos com raios muito pequenos, sendo raros trocadores contendo diâmetros de tubulação menores

que  $\frac{1}{4}in$  (0,006m) [Kays & London, 1998]. Assim o uso de superfícies estendidas é muito comum em trocadores compactos.

Através da análise do raio hidráulico equivalente pode-se ver pelas equações (5) e (6) que a potência de bombeamento varia segundo  $\Delta E_f \approx \Delta r_h$ , e o coeficiente de troca de calor segundo  $\Delta h \approx (\Delta r_h)^{-1}$ . Deste modo quanto menor o valor deste raio maior será o coeficiente de troca de calor e menor será a potência gasta no bombeamento.

Outra maneira utilizada para aumentar a transferência de calor é a interrupção de áreas de contato, impedindo assim o desenvolvimento da camada limite. Isto é obtido através de arranjos desencontrados no banco de tubos e utilização de superfícies aletadas. Esta interrupção causa um aumento da potência de bombeamento e diminuição da velocidade local do escoamento. A diminuição da velocidade local causa um decréscimo da potência de bombeamento maior que o provocado pela interrupção, em função desta variar com o cubo da velocidade.

Outro fator importante é que a interrupção do contato entre o tubo e o escoamento somado às pequenas áreas de passagem ao redor do banco de tubos induzem a separação da camada limite, funcionando como promotores da turbulência. Sendo que cada tubo desenvolve uma nova camada limite em torno de si mesmo, aumentando assim a transferência de calor. Por estas razões, estas superfícies normalmente são denominadas de superfícies de alta performance.

### 2.2.2 Troca de calor

A taxa total de transferência de calor do processo pode ser obtida através do balanço de energia entre a entrada e a saída dos fluxos mássicos dos fluidos no trocador de calor,

$$q = \left[ \dot{m} C_p (T_e - T_s) \right]_q = \left[ \dot{m} C_p (T_s - T_e) \right]_f \quad (7)$$

onde  $\dot{m}$  é descarga de fluido,  $C_p$  é o calor específico à pressão constante,  $T_e$  é a temperatura de entrada do fluido,  $T_s$  é a sua temperatura de saída, e os súb-índices  $q$  e  $f$  se referem ao fluido quente e frio, respectivamente.

Levando em conta o coeficiente global de troca de calor  $U$  do trocador, bem como a área de troca  $A$ , a taxa de transferência de calor é dada por

$$q = UA \Delta T_{ml} \quad (8)$$

onde  $\Delta T_{ml}$  é média logarítmica das diferenças de temperatura dos fluidos quente e frio, dada por

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (9)$$

Considerando um trocador com escoamento paralelo conforme mostrado na fig. (2.2), os valores de  $\Delta T_1$  e  $\Delta T_2$  são dados por

$$\begin{aligned}\Delta T_1 &= T_{eq} - T_{ef} \\ \Delta T_2 &= T_{sq} - T_{sf}\end{aligned}\quad (10)$$

e para um trocador com escoamento em contracorrente segundo a fig. (2.3), os valores de  $\Delta T_1$  e  $\Delta T_2$  são dados por

$$\begin{aligned}\Delta T_1 &= T_{eq} - T_{sf} \\ \Delta T_2 &= T_{sq} - T_{ef}\end{aligned}\quad (11)$$

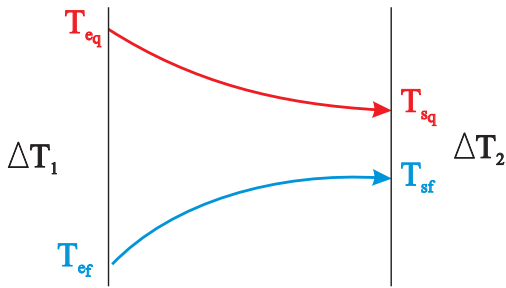


Figura 2.2: Trocador operando em correntes paralelas

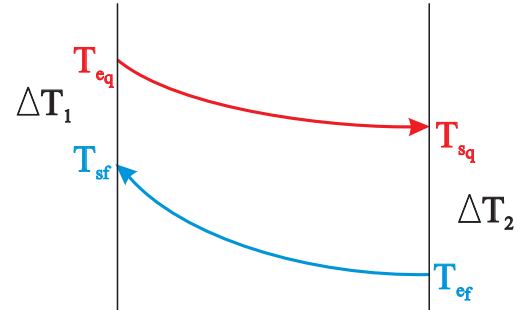


Figura 2.3: Trocador operando em contracorrente

Quando as condições de escoamento no trocador de calor envolve múltiplos passes, seja no casco ou nos tubos, a eq. (9) pode ainda ser utilizada desde que a média logarítmica das diferenças de temperaturas seja calculada utilizando a hipótese de um escoamento em contracorrente e corrigida por um fator de correção  $F$

$$\Delta T_{ml} = F \Delta T_{mlCC} \quad (12)$$

O desenvolvimento das expressões algébricas para o fator de correção  $F$  para diversas configurações de trocadores de calor está detalhado em Bowman *et al.*, 1940; Jakob, 1957; Saunders, 1988.

Na formulação do fator  $F$  utiliza-se dois parâmetros  $P$  e  $R$  dados por:

$$P = \frac{T_{sf} - T_{ef}}{T_{eq} - T_{ef}} \quad R_* = \frac{T_{eq} - T_{sq}}{T_{sf} - T_{ef}} \quad (13)$$

Sendo então o fator  $F$  definido como

$$F = \begin{cases} \frac{\sqrt{R_*^2 + 1} \ln\left(\frac{1 - P^* R_*}{1 - P^*}\right)}{(1 - R_*) \ln\left(\frac{2 - P^*(R_* + 1 - \sqrt{R_*^2 + 1})}{2 - P^*(R_* + 1 + \sqrt{R_*^2 + 1})}\right)} & \text{se } R_* \neq 1 \\ \frac{\sqrt{2} P^*}{(1 - P^*) \ln\left(\frac{2 - P^*(2 - \sqrt{2})}{2 - P^*(2 + \sqrt{2})}\right)} & \text{se } R_* = 1 \end{cases} \quad (14)$$

onde  $P^*$  é igual a  $P$  em escoamentos com um único passe no casco. Para escoamentos com múltiplos de dois passes no casco,  $P^*$  é definido, em função do valor de  $R_*$  e do número par de trocadores em série,  $N$ , conforme

$$P^* = \begin{cases} \frac{\sqrt[N]{\frac{1 - PR_*}{1 - P}} - 1}{\sqrt[N]{\frac{1 - PR_*}{1 - P}} - R_*} & \text{se } R_* \neq 1 \\ \frac{P}{P - NP + N} & \text{se } R_* = 1 \end{cases} \quad (15)$$

O termo do coeficiente global de troca de calor da eq. (8) é definido em função da resistência à transferência de calor, e leva em conta as resistências térmicas convectiva e condutiva, eficiência do aletamento interno e ou externo, e o fator de incrustação, tal que

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_g hA)_f} + \left[ \frac{R''}{\eta_g A} \right]_f + R_p + \left[ \frac{R''}{\eta_g A} \right]_q + \frac{1}{(\eta_g hA)_q} \quad (16)$$

onde os sub-índices  $f$  e  $q$  se referem aos fluidos frio e quente respectivamente. O fator de incrustação  $R''$  é um valor tabelado [Incropera & DeWitt, 1998], não sendo utilizado para o caso em estudo devido ao mesmo tratar de um circuito fechado com água bem tratada.  $R_p$  é a resistência térmica condutiva na parede. Para um duto circular de diâmetro interno  $D_i$  e diâmetro externo  $D_e$ , com um comprimento  $L$  e condutividade térmica  $k$ , o valor da resistência é dada por

$$R_p = \frac{\ln(D_i/D_e)}{2\pi Lk} \quad (17)$$

## 2.3 Escoamentos e Turbulência

A maioria dos escoamentos encontrados em aplicações de engenharia ocorrem sob o regime turbulento. A turbulência é um fenômeno altamente não linear, caracterizado por flutuações de velocidade e pressão, tridimensionalidade da vorticidade, irregularidade, números de Reynolds elevados, alta difusividade e dissipação. Uma característica importante da turbulência é a multiplicidade de escalas, onde as grandes escalas são controladas pela geometria que as gera, e possuem baixas frequências, as pequenas escalas são controladas pela viscosidade e possuem altas frequências.

A turbulência origina-se da amplificação de pequenas perturbações no escoamento, que geram instabilidades, levando o mesmo à transição e depois à turbulência. Os parâmetros utilizados no estudo de escoamentos e da turbulência são o número de Reynolds e o número de Rayleigh. Através da análise de escala, pode-se mostrar que para escoamentos com número de Mach  $M < 15$  as menores escalas da turbulência, ditas escalas de Kolmogorov ou escalas dissipativas, são muito menores que as escalas características dos movimentos moleculares. Assim a turbulência pode ser tratada como um meio contínuo. Para escoamentos com número de Mach  $M > 15$  as equações de Navier-Stokes não são mais representativas do escoamento [Lesieur, 1994].

O número de Reynolds estabelece uma relação entre os efeitos advectivos e difusivos do escoamento. A difusão amortece as instabilidades formadas no escoamento, ao passo que a advecção amplifica perturbações gerando assim as instabilidades. Da análise de escala o número de graus de liberdade  $N_{gl}$ , por unidade de volume, em um escoamento é dado por [Silverio, 2002]

$$N_{gl} = Re^{9/4} \quad (18)$$

Para se resolver completamente um sistema de equações, o número de equações deve ser igual ao número de graus de liberdade. Um escoamento turbulento com número de Reynolds na ordem de 2000, necessitaria de aproximadamente 27 milhões de equações para ser resolvido totalmente. Assim, uma análise determinística plena é atualmente impossível, somente uma análise estatística.

Para o escoamento incompressível de um fluido Newtoniano, as equações de Navier-Stokes, na forma diferencial, com  $\rho$  e  $\mu$  constantes, são dadas por [Schlichting & Gersten, 1999]

$$\begin{aligned} \rho \left( \frac{\partial V_1}{\partial t} + V_1 \frac{\partial V_1}{\partial x_1} + V_2 \frac{\partial V_1}{\partial x_2} + V_3 \frac{\partial V_1}{\partial x_3} \right) &= \rho F_{x_1} - \frac{\partial p}{\partial x_1} + \mu \left( \frac{\partial^2 V_1}{\partial x_1^2} + \frac{\partial^2 V_1}{\partial x_2^2} + \frac{\partial^2 V_1}{\partial x_3^2} \right) \\ \rho \left( \frac{\partial V_2}{\partial t} + V_1 \frac{\partial V_2}{\partial x_1} + V_2 \frac{\partial V_2}{\partial x_2} + V_3 \frac{\partial V_2}{\partial x_3} \right) &= \rho F_{x_2} - \frac{\partial p}{\partial x_2} + \mu \left( \frac{\partial^2 V_2}{\partial x_1^2} + \frac{\partial^2 V_2}{\partial x_2^2} + \frac{\partial^2 V_2}{\partial x_3^2} \right) \\ \rho \left( \frac{\partial V_3}{\partial t} + V_1 \frac{\partial V_3}{\partial x_1} + V_2 \frac{\partial V_3}{\partial x_2} + V_3 \frac{\partial V_3}{\partial x_3} \right) &= \rho F_{x_3} - \frac{\partial p}{\partial x_3} + \mu \left( \frac{\partial^2 V_3}{\partial x_1^2} + \frac{\partial^2 V_3}{\partial x_2^2} + \frac{\partial^2 V_3}{\partial x_3^2} \right) \end{aligned} \quad (19)$$

Em alguns tipos de escoamentos turbulentos, é possível aplicar simplificações na eq. (19)

de modo a obter uma solução analítica para as mesmas. Entretanto nas aplicações comuns, com geometrias complexas, estas simplificações não são possíveis de serem executadas, ou não são suficientes para se obter uma solução analítica.

A modelagem clássica dita RANS (*Reynolds Average Navier-Stokes*), baseada nas tensões de Reynolds, é feita através da decomposição das variáveis em um valor médio constante no tempo, e flutuações temporais em torno desta média [Schlichting & Gersten, 1999], tal que

$$V(t) = \bar{V} + v(t) \quad (20)$$

Através desta decomposição, substituindo na eq. (19) e efetuando a média temporal, obtém-se o tensor simétrico de Reynolds, onde os índices se referem às direções dos eixos coordenados.

$$\tau_{ij} = -\rho \begin{bmatrix} \overline{v_1 v_1} & \overline{v_1 v_2} & \overline{v_1 v_3} \\ & \overline{v_2 v_2} & \overline{v_2 v_3} \\ & & \overline{v_3 v_3} \end{bmatrix} \quad (21)$$

Com o uso das médias de Reynolds toda a informação sobre a magnitude das flutuações é perdida. Para recuperar esta informação define-se a intensidade das flutuações, ou intensidade da turbulência,  $\sigma_i$ , dada por

$$\sigma_i = \sqrt{\overline{v_i^2}} \quad (22)$$

Em problemas envolvendo escoamentos laminares a eq. (19) é simplificada, resultando em um sistema com quatro equações (equações do movimento e da continuidade) e quatro incógnitas ( $\bar{p}$ ,  $\bar{v}_1$ ,  $\bar{v}_2$ ,  $\bar{v}_3$ ). No escoamento turbulento o número de equações permanece o mesmo, entretanto surgem seis novas incógnitas dadas pelo tensor de Reynolds, eq. (21).

Modelos são aplicados com o objetivo de resolver os termos  $\overline{v_i v_j}$ . Alguns fazem uso de uma velocidade característica para o escoamento, esta velocidade é associada aos termos de flutuações, resultando deste produto a grandeza dita energia cinética da turbulência  $\kappa$ , dada por

$$\kappa = \frac{v_i v_i}{2} = \frac{\overline{v_1^2 + v_2^2 + v_3^2}}{2} \quad (23)$$

Alguns modelos baseiam-se no conceito de viscosidade turbulenta, e outros em equações de transporte para resolver estas incógnitas do tensor de Reynolds.

Na busca pela solução das equações de Navier-Stokes muitos estudos e abordagens foram realizados. Boussinesq tratou o escoamento turbulento como sendo laminar, entretanto com uma viscosidade modificada, dita viscosidade turbulenta ou aparente, constante [Boussinesq, 1877b].



Os resultados obtidos com esta abordagem são satisfatórios em escoamentos onde a turbulência é oriunda da geração de instabilidades de Kelvin-Helmholtz, que são pouco dependentes de efeitos viscosos, e fortemente acoplada ao campo de velocidades, que deve ser inflexional como em jatos, esteira e camadas de misturas. Para escoamentos dominados por forças viscosas esta hipótese é falha, principalmente em regiões próximas à parede. Prandtl propôs o uso de uma viscosidade turbulenta variável, baseada no conceito de comprimento de mistura [Prandtl, 1925]. Além destes muitos estudos estatísticos foram propostos por diversos autores [Kolmogorov, 1941; Millionschikov, 1941; Obukov, 1941; Heisenberg, 1948; Batchelor, 1953], mas nenhum chegou a concluir uma teoria para a turbulência isotrópica.

### 2.3.1 Modelos baseados na viscosidade turbulenta

Utilizam a hipótese de Boussinesq, que relaciona os termos de flutuações com uma viscosidade turbulenta e taxas de deformação do escoamento médio, tal que

$$-\overline{v_i v_j} = \nu_T \frac{\partial \overline{V}_i}{\partial x_j} \quad (24)$$

onde  $\nu_T$  é a viscosidade aparente do escoamento, também dita viscosidade turbulenta, é um escalar constante. Devendo ser informada neste modelo. Esta metodologia implica em uma turbulência homogênea ou teoricamente isotrópica.

Modelos baseados na viscosidade turbulenta foram desenvolvidos em muitos estudos [Boussinesq, 1877a; Nikuradse, 1933; Kolmogorov, 1942]. Kolmogorov propôs alterações na eq. (24) a fim de compatibilizar este modelamento com escoamentos incompressíveis, uma vez que da maneira proposta a energia cinética turbulenta era nula nestes escoamentos, levando a conclusão errada que o escoamento não poderia ser turbulento.

A alteração proposta por Kolmogorov resulta em

$$-\overline{v_i v_j} = \nu_T \frac{\partial \overline{V}_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \kappa \quad (25)$$

Este tipo de modelagem apresenta ainda deficiências que provém de efeitos de curvatura, regiões de separação e aceleração, para os quais a hipótese de Boussinesq é falha. Há ainda o problema decorrente da avaliação da viscosidade turbulenta para o escoamento.

### 2.3.2 Modelos baseados em equações de transporte

Estes modelos são fundamentados em uma equação de transporte para o cálculo dos termos  $\overline{v_i v_j}$  do tensor de Reynolds. Esta equação é desenvolvida a partir da equação média de transporte de um escalar dada por

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \overline{v_i v_j}}{\partial t} + \overline{V_k} \frac{\partial \overline{v_i v_j}}{\partial x_k} &= - \left( \overline{v_i v_k} \frac{\partial V_j}{\partial x_k} + \overline{v_j v_k} \frac{\partial V_i}{\partial x_k} \right) + \frac{1}{\rho} \left( \overline{x_i v_j} + \overline{x_j v_i} \right) + \overline{\frac{p}{\rho} \left( \frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right)} \\
&- \frac{\partial}{\partial x_k} \left( \overline{v_k v_i v_j} + \delta_{jk} \frac{\overline{v_i p}}{\rho} + \delta_{ik} \frac{\overline{v_j p}}{\rho} - \nu \frac{\partial \overline{v_i v_j}}{\partial x_k} \right) - 2\nu \overline{\frac{\partial v_i}{\partial x_k} \frac{\partial v_j}{\partial x_k}} \\
&= \mathbb{P}_{ij} + \mathbb{F}_{ij} + \Phi_{ij} + \mathbb{D}_{ij} + \varepsilon_{ij}
\end{aligned} \tag{26}$$

onde  $\mathbb{P}_{ij}$  e  $\mathbb{F}_{ij}$  representam respectivamente a produção de flutuação devido às deformações do escoamento médio e às flutuações das forças de campo. Ambos denotam a energia transferida das grandes escalas do escoamento principal para a turbulência. Apenas momentos de 2ª ordem e propriedades do escoamento médio aparecem neste termo, de modo que são tratados como exatos [Freire & Cruz, 2002].  $\Phi_{ij}$  relaciona flutuações de pressão e de deformação do escoamento, não influenciando no nível total da energia da turbulência, atuando na redistribuição da energia entre as tensões normais do escoamento.  $\mathbb{D}_{ij}$  é o termo de difusão das flutuações, onde os três primeiros termos são associados ao transporte turbulento e o último termo à influência da ação molecular na difusão.  $\varepsilon_{ij}$  é a taxa de destruição das flutuações devido à ação viscosa.

O cálculo das flutuações baseado em equações de transporte implica no surgimento de novas incógnitas, como triplas flutuações  $\overline{v_i v_j v_k}$ , flutuações de pressão e outras. Novas equações para estas incógnitas acarretam no aparecimento de novas equações com outras novas incógnitas de ordem superior, aumentando assim o número de equações diferenciais drasticamente. A este dilema dá-se o nome de problema de fechamento, pois não é possível igualar o número de equações ao número de incógnitas. Utiliza-se então valores com aproximações a termos conhecidos para estas incógnitas. Assim o grau de precisão de um modelo depende da validade das hipóteses utilizadas na sua concepção.

## 2.4 Métodos de solução das equações diferenciais

Não havendo solução analítica possível no domínio contínuo, recorre-se a técnicas de discretização. Transforma-se o domínio diferenciável infinitesimal em um domínio finito. Desta forma, a diferenciação pode ser aplicada através de expansões por Série de Taylor nestes intervalos finitos discretos, método usualmente denominado de Diferenças Finitas.

A substituição do intervalo diferencial  $\partial x$  pelo intervalo finito  $\Delta x$  na equação diferencial permite a discretização do domínio e a expansão por Série de Taylor da derivada da função em torno dos pontos  $(z - 1)$ ,  $(z)$  e  $(z + 1)$ . Com a série sendo truncada no segundo termo, e isolando o termo que representa a derivada no ponto  $z$ , têm-se três situações possíveis para a avaliação da derivada neste ponto.

$$\left(\frac{\partial \hat{f}}{\partial x}\right)_z = \frac{\hat{f}(z) - \hat{f}(z-1)}{\Delta x} + O(\Delta x) \quad (27)$$

$$\left(\frac{\partial \hat{f}}{\partial x}\right)_z = \frac{\hat{f}(z+1) - \hat{f}(z)}{\Delta x} + O(\Delta x) \quad (28)$$

$$\left(\frac{\partial \hat{f}}{\partial x}\right)_z = \frac{\hat{f}(z+1) - \hat{f}(z-1)}{2\Delta x} + O(\Delta x^2) \quad (29)$$

A situação onde a derivada é avaliada em função dos pontos  $(z)$  e  $(z-1)$ , eq. (27), é dita diferença finita atrasada, à montante, *upstream* ou *upwind*. Quando a avaliação é em função dos pontos  $(z)$  e  $(z+1)$ , eq. (28), é dita diferença finita avançada, à jusante ou *downstream*. Ambos esquemas possuem um erro de primeira ordem. Quando a avaliação é feita em função não do ponto  $(z)$ , mas sim de  $(z-1)$  e  $(z+1)$ , eq. (29), é dita diferença finita central, e possui um erro de segunda ordem. Apesar de possuir um erro menor, o esquema de diferença finita central nem sempre é o mais indicado, dependendo da natureza física do problema, pois em pontos de fronteira e em problemas parabólicos o uso deste esquema incorrerá em erros de natureza física. A partir da expansão por Série de Taylor pode-se também avaliar os termos da derivada segunda, ou derivadas mistas. Também é possível utilizar outros métodos de expansão que não a Série de Taylor [Ferziger & Perić, 2002].

A discretização do domínio em pequenos intervalos é feita para todas as dimensões espaciais do problema, e a avaliação da derivada no ponto  $(z)$  segue válida e utilizada para cada dimensão do domínio, formando assim uma malha ou matriz. Se a malha é orientada segundo o sistema de eixos adotado, diz-se que é estruturada. Se possuir uma lei de formação independente é dita não-estruturada. A solução do sistema é obtida então numericamente, podendo-se utilizar métodos diretos através da inversão destas matrizes, ou por métodos indiretos através da solução iterativa. Em malha estruturada, e problemas não-lineares, é vantajosa a solução iterativa.

A expansão de um transiente por Série de Taylor, no tempo  $(t)$  e  $(t-1)$ , exige o conhecimento dos valores da função no passo de tempo  $(t-1)$ . O valor da função no ponto  $(z)$ , no tempo  $(t)$ , depende então dos valores da função nos pontos  $(z-1)$  e  $(z+1)$ . No caso de uma diferença central podem ser os valores atualizados no tempo  $(t)$ , valores no tempo  $(t-1)$  ou um valor médio apropriado entre os mesmos. A formulação explícita utiliza os valores da função nos pontos  $(z-1)$  e  $(z+1)$ , avaliados no tempo  $(t-1)$ , para atualizar o valor da função no ponto  $(z)$  no instante  $(t)$ . Esta formulação é segregada, direta e dispensa iterações temporais. Na formulação totalmente implícita o valor da função no ponto  $(z)$ , no tempo  $(t)$ , é decorrente da utilização do valor da função nos pontos  $(z-1)$  e  $(z+1)$ , no tempo  $(t)$ , ou seja, já atualizados [Maliska, 2004].

Quanto menor for o valor deste intervalo finito discretizado menor será o erro agregado em função da aproximação numérica. Entretanto, uma discretização em um intervalo finito muito pequeno pode causar um tempo de processamento excessivo. Busca-se então discretizar o domínio

até que os resultados se tornem independentes da malha. A partir deste ponto uma maior discretização do domínio não irá causar um ganho de precisão nos resultados.

## 2.5 Método dos Volumes Finitos

O método dos volumes finitos consiste na integração das equações diferenciais que regem o problema em um determinado número de volumes de controle, oriundos da discretização do domínio. Como as equações diferenciais podem ser obtidas através de balanços no volume de controle do sistema, preserva-se a natureza física da equação, tendendo-se a soluções exatas.

Seja a equação geral de conservação da variável escalar genérica  $\varphi$ , onde  $S^\varphi$  representa o termo fonte

$$\frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \varphi) = \nabla \cdot (\Gamma^\varphi \nabla \varphi) + S^\varphi \quad (30)$$

Os coeficientes de  $\varphi$  são leis ou propriedades físicas de transporte de  $\varphi$  através da fronteira com o volume vizinho, estabelecendo assim a conexão do volume e seus vizinhos. Alguns critérios devem ser adotados visando assegurar a convergência da solução, pelo método dos volumes finitos:

- **Positividade dos coeficientes:** Os coeficientes de conexão do ponto ( $z$ ) devem ser positivos para assegurar consistência física. Uma vez que as equações são de balanço, um aumento de  $\varphi$  nos volumes vizinhos de  $z$  deve implicar em um aumento de  $\varphi$  no volume  $z$ .
- **Conservação do fluxo na interface:** O fluxo difusivo ou advectivo da propriedade  $\varphi$  que sai de um volume deve ser o mesmo que entra no volume adjacente, evitando assim geração ou destruição do fluxo. Se os volumes vizinhos possuem propriedades físicas diferentes devido a materiais ou meios diferentes, e esta propriedade é determinante no valor do fluxo entre os volumes, deve-se então utilizar a média harmônica desta propriedade como seu valor correto na interface.
- **Linearização do termo fonte com declividade negativa:** Quando o termo fonte não for linear, se torna vantajoso, do ponto de vista da taxa de convergência da solução, linearizá-lo. Quando se faz esta linearização, deve-se fazê-la com declividade negativa, caso contrário pode-se incorrer em erros se o valor deste coeficiente for maior que os coeficientes de conexão de  $\varphi$  com os volumes vizinhos, pois a positividade dos coeficientes não estará mais garantida.
- **Quando a equação diferencial contiver apenas derivadas da variável dependente,** a soma dos coeficientes dos  $\varphi$  vizinhos deve ser igual ao coeficiente de  $\varphi$  no ponto  $z$ . A prova desta regra possui caráter matemático, e pode ser encontrada em Patankar, 1980.

Em problemas difusivos o critério de conservação do fluxo na interface é puramente linear, podendo ser utilizado o esquema de diferenças centrais para a interpolação na interface do volume

de controle. Em problemas de escoamentos, a advecção da propriedade  $\varphi$  fica melhor descrita com outros esquemas de interpolação, como o *Upwind*, *Power Law*, *Quick*, polinômios de alta ordem, e outras funções que podem ser encontradas na literatura [Versteeg & Malalasekera, 1995; Maliska, 2004].

A solução requer que cada variável tenha uma equação evolutiva para ser avançada. Nos problemas de transferência de calor com mecânica dos fluidos, as variáveis de velocidade e temperatura são avançadas pelas equações do movimento e da energia, respectivamente. Para se avançar a pressão, o método depende primeiramente do escoamento ser compressível ou incompressível. Em problemas compressíveis, onde a massa específica depende da pressão e da temperatura, a equação de estado que relaciona a massa específica com a pressão e a temperatura, passa a ser a equação evolutiva para o termo de pressão, e a equação da continuidade é a equação evolutiva para a massa específica. Se a pressão não influencia significativamente na massa específica, que será dependente então somente da temperatura, a pressão deixa de ter uma equação evolutiva, devendo ser extraída das equações de movimento, de modo a que o campo de velocidades satisfaça a continuidade. A equação de estado passa a ser a equação evolutiva para a massa específica, e a equação da continuidade torna-se uma restrição do campo de velocidades. Este caso é o mesmo de problemas incompressíveis onde a massa específica não depende nem da temperatura nem da pressão. Nestes casos, têm-se um forte acoplamento entre a pressão e a velocidade, e algoritmos numéricos são inseridos no método a fim de determinar um campo de pressões a ser inserido nas equações de movimento, gerando campos de velocidade que satisfaçam à conservação da massa. Existem diversos acoplamentos pressão-velocidade, tais como o *SIMPLE*, *SIMPLEC*, *PRIME*, *SOLA* e outros.

Uma vez montada a matriz de coeficientes do problema, a solução pode ser obtida por métodos diretos ou indiretos. Nos métodos diretos a matriz é dispersa, pois cada elemento enxerga todos os outros elementos do sistema, assim a inversão destas matrizes exigem muita memória. A solução pode ser obtida por eliminação Gaussiana, Decomposição LU, sistemas tridiagonais e outros [Ferziger & Perić, 2002]. Em malhas estruturadas a matriz é diagonal dominante, pois um volume só enxerga seus vizinhos. A solução é obtida iterativamente através de métodos de atualização ponto a ponto, como Jacobi, Gauss-Seidel ou SOR, ou de atualização linha a linha, como o algoritmo de Thomas (TDMA) [Patankar, 1980]. A verificação da convergência da solução do problema pode ser feita por critérios físicos, um critério de erro relativo ou uma combinação dos dois.

## 2.6 Simulação Numérica da Turbulência

Dos modelos computacionais utilizados na solução de problemas turbulentos encontram-se os modelos a zero equações, modelos a uma, duas ou cinco equações de transporte (RANS). Mais recentemente, os códigos comerciais passaram a implementar modelos de simulação de grandes vórtices (LES - *Large Eddy Simulation*), também ditos simulação de grandes escalas. Em fase inicial, esta modelagem realiza a solução direta das equações de Navier-Stokes, mas para pequenos números de Reynolds, devido à grande exigência computacional. Os modelos a duas equações de

transporte são os mais difundidos em softwares hoje em dia, especialmente o  $\kappa - \epsilon$  e o  $\kappa - \omega$ .

### 2.6.1 Modelos a zero equação $\nu_T$

São modelos algébricos derivados do modelo de comprimento de mistura de Prandtl [Prandtl, 1925] e não necessitam de uma equação de transporte. Foram os primeiros modelos propostos [Prandtl & Weighardt, 1945], entretanto são modelos incompletos. Aprimorações foram feitas por diversos autores [Driest, 1956; Cebeci & Smith, 1974; Baldwin & Lomax, 1978; Johnson & King, 1985]. Estes modelos baseiam-se na determinação de um comprimento de mistura para caracterizar o escoamento turbulento. Esta prática é inconveniente em escoamentos com geometrias complexas, tornando inviável o seu uso.

### 2.6.2 Modelos a uma equação

Os modelos baseados na viscosidade turbulenta derivam da hipótese de Boussinesq. Normalmente um comprimento de escala desconhecido deve ser informado, e frequentemente uma expressão algébrica é usada [Bradshaw *et al.*, 1967; Wolfshtein, 1969]. Propostas foram feitas onde o comprimento de escala da turbulência é calculado de uma maneira mais generalizada por Davidson & Olsson, 1987; Menter, 1996. São mais complexos que os modelos algébricos, mas requerem, muitas vezes, mais coeficientes e equações para o problema de fechamento. Dependem muito do tipo de problema a ser resolvido, não servindo para um propósito geral de *CFD*.

### Modelos baseados no transporte de viscosidade turbulenta

Os modelos apresentados por Kolmogorov, 1942; Bradshaw *et al.*, 1967; Menter, 1996 são considerados completos, entretanto são ineficientes computacionalmente.

### Modelo de Baldwin-Barth

É um modelo completo, entretanto de difícil implementação numérica [Baldwin & Barth, 1991]. Não utiliza o conceito da energia cinética turbulenta, mas sim o transporte de um número de Reynolds turbulento  $Re_T$  dado por

$$\frac{\partial(\nu Re_T)}{\partial t} + \overline{U_j} \frac{\partial(\nu Re_T)}{\partial x_j} = (C_{\epsilon_2} f_2^* - C_{\epsilon_1}) \sqrt{\nu Re_T} \mathbb{P}_{ij} + \left( \nu + \frac{\nu_T}{\sigma_\epsilon} \right) + \frac{\partial^2(\nu Re_T)}{\partial x_k \partial x_k} - \frac{1}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \nu_T}{\partial x_k} \frac{\partial(\nu Re_T)}{\partial x_k} \quad (31)$$

A produção de flutuação  $\mathbb{P}_{ij}$  é dada por

$$\mathbb{P}_{ij} = \nu_T \left[ \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \right] \quad (32)$$

O modelo apresenta 7 coeficientes para resolver o problema de fechamento;  $C_{\varepsilon_1} = 1, 2$ ;  $C_{\varepsilon_2} = 2$ ;  $C_\mu = 0, 9$ ;  $A_0^+ = 26$ ;  $A_2^+ = 10$  e  $k^* = 0, 41$ . O fechamento é resolvido, então, através de 3 equações auxiliares para  $\nu_T$

$$\nu_T = C_\mu \nu Re_T D_1 D_2 \quad (33)$$

$$D_1 = 1 - \exp(-y^+ / A_0^+) \quad (34)$$

$$D_2 = 1 - \exp(-y^+ / A_2^+) \quad (35)$$

$$f_2^* = \frac{C_{\varepsilon_1}}{C_{\varepsilon_2}} + \left( 1 - \frac{C_{\varepsilon_1}}{C_{\varepsilon_2}} \right) \left( \frac{1}{k^* y^+} + D_1 D_2 \right) \left[ \sqrt{D_1 D_2} + \frac{y^+}{\sqrt{D_1 D_2}} \left( \frac{D_2}{A_0^+} \exp\left(\frac{-y^+}{A_0^+}\right) \frac{D_1}{A_2^+} \exp\left(\frac{-y^+}{A_2^+}\right) \right) \right] \quad (36)$$

$$\frac{1}{\sigma_\varepsilon} = (C_{\varepsilon_2} - C_{\varepsilon_1}) \frac{\sqrt{C_\mu}}{(k^*)^2} \quad (37)$$

Este modelo não precisa de ajustes, sendo otimizado para aplicações aerodinâmicas. Entretanto apresenta alguns problemas, como uma fraca predição da camada limite em escoamentos. Seu uso foi abandonado em prol do modelo de Spalart-Allmaras [Wilcox, 1998].

### Modelos de perfis aerodinâmicos

O Modelo para perfis aerodinâmicos, desenvolvido por Spalart & Allmaras [1992], basea-se em uma equação de transporte para  $\nu_T$  sendo  $\nu_T = \tilde{\nu} f_{v_1}$ . O transporte é dado por

$$\frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial t} + \overline{U_j} \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} = C_{b_1} \tilde{S} \tilde{\nu} - C_{w_1} f_w + \frac{1}{\sigma} \frac{\partial}{\partial x_k} \left( [\nu + \tilde{\nu}] \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_k} \right) + \frac{C_{b_2}}{\sigma} \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_k} \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_k} \quad (38)$$

Utiliza 8 coeficientes para o fechamento;  $C_{b_1} = 0, 1355$ ;  $C_{b_2} = 0, 622$ ;  $C_{v_1} = 7, 1$ ;  $\sigma = 2/3$ ;  $C_{w_1} = C_{b_1} / (k^*)^2$ ;  $C_{w_2} = 0, 3$ ;  $C_{w_3} = 2$  e  $k^* = 0, 41$ . As equações para o fechamento são dadas por

$$f_{v_1} = \frac{\mathcal{X}^3}{\mathcal{X}^3 + C_{v_1}^3} \quad (39)$$

$$f_{v_2} = 1 - \frac{\mathcal{X}}{1 + \mathcal{X} f_{v_1}} \quad (40)$$

$$f_w = \tilde{g} \left[ \frac{1 + C_{w_3}^6}{\tilde{g}^6 + C_{w_3}^6} \right] \quad (41)$$

$$\tilde{g} = \tilde{r} + C_{w_2} (\tilde{r}^6 - \tilde{r}) \quad (42)$$

$$\mathcal{X} = \frac{\tilde{v}}{\nu} \quad (43)$$

$$\tilde{r} = \frac{\tilde{v}}{\tilde{S} \tilde{d}^2 (k^*)^2} \quad (44)$$

$$\tilde{S} = S + \frac{\tilde{v} f_{v_2}}{\tilde{d}^2 (k^*)^2} \quad (45)$$

onde  $\tilde{d}$  é a distância à superfície mais próxima. O termo de produção de  $S$  dado por  $S = \sqrt{2\Omega_{ij}\Omega_{ij}}$  utiliza o tensor rotacional  $\Omega_{ij}$ , calculado por

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (46)$$

Este modelo usa como condição de contorno  $\tilde{v} = 0$  na parede. Esta formulação é padronizada para escoamentos com baixos números de Reynolds, tendo como limitações regiões de separação do escoamento, escoamentos com camadas cizalhantes e decaimento de turbulência. É um modelo muito utilizado em aplicações de turbomáquinas, sendo que sua formulação útil para escoamentos dominados por paredes.

### Modelos baseados na energia cinética turbulenta

São modelos baseados a uma equação de transporte para a energia cinética turbulenta  $\kappa$ . A energia cinética turbulenta é deduzida a partir da eq. (26), e resulta em

$$\frac{\partial \kappa}{\partial t} + U_j \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} = \mathbb{P}_\kappa + \mathbb{D}_\kappa + \varepsilon_\kappa \quad (47)$$

onde a produção da energia cinética turbulenta é dada por

$$\mathbb{P}_\kappa = -\overline{u_i u_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad (48)$$



a difusão da energia cinética turbulenta é dada por

$$\mathbb{D}_\kappa = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left[ u_j \left( \frac{u_i u_i}{2} + \frac{p}{\rho} \right) - \nu \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] \quad (49)$$

e a dissipação viscosa calculada como

$$\varepsilon_\kappa = -\nu \overline{\left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)} \quad (50)$$

Os termos de flutuações de velocidade e de pressão que aparecem na eq. (49) são aproximados através da idéia de viscosidade turbulenta, tal que

$$-\overline{u_j \left( \frac{u_i u_i}{2} + \frac{p}{\rho} \right)} \simeq \frac{\nu_T}{\sigma_T} \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \quad (51)$$

onde o número de Prandtl turbulento  $\sigma_T$  para o transporte de  $\kappa$  é comumente assumido ser igual a unidade [Launder & Spalding, 1972].

### 2.6.3 Modelos a duas equações

São completos e eficientes computacionalmente. Utilizam  $\kappa$  para a primeira equação de transporte devido ao pouco empiricismo de sua obtenção. As propostas para a segunda variável de transporte são:

- Frequência de vórtices  $f^v (= \sqrt{\kappa}/L)$  por Kolmogorov, 1942.
- Produto energia e escala de comprimento  $\kappa L$  por Rodi & Spalding, 1970.
- Vorticidade  $\omega (= \kappa/L^2)$  em Wilcox, 1988.
- Dissipação da energia cinética turbulenta  $\varepsilon (= \sqrt{\kappa^3}/L)$  por Harlow & Nakayama, 1967; Jones & Launder, 1972; Launder & Spalding, 1974

#### Modelo $\kappa - \varepsilon$ Standard

Desenvolvido por Harlow & Nakayama, 1967, é o mais utilizado dos modelos a duas equações. A equação governante para  $\varepsilon$  é fortemente modelada, os coeficientes para o problema de fechamento devem ser ajustados para se aproximar dos valores de medição. Em modelos com altos números de Reynolds, as regiões próximas à parede devem receber tratamento especial [ATP, 1997].

As deficiências do modelo  $\kappa - \varepsilon$ , segundo Deschamps, 2002, são:

- Escoamento na presença de curvatura de linhas de corrente
- gradientes adversos de pressão
- Regiões de separação
- Escoamento tipo jatos
- Escoamentos sob ação de forças de campo

Os erros do modelo  $\kappa - \varepsilon$  são originados pelo uso de uma relação entre tensões turbulentas e taxas de deformação, do escoamento médio, da mesma forma que a usada no escoamento laminar. Há pouca fundamentação física na obtenção da equação de transporte para o termo de dissipação da energia cinética turbulenta  $\varepsilon$ , a qual em nenhum dos modelos variantes fornecem uma generalidade suficiente [Deschamps, 2002]. No modelamento  $\kappa - \varepsilon$  Standard, os coeficientes de fechamento do problema são obtidos empiricamente. A fundamentação do modelo é feita a partir da seguinte relação

$$\nu_T = C_\mu \frac{\kappa^2}{\varepsilon} \quad (52)$$

A equação para o transporte de  $\kappa$  é dada por

$$\frac{\partial \kappa}{\partial t} + \overline{U_j} \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\nu_T}{\sigma_\kappa} \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right) + \nu_T \left( \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U_j}}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} - \varepsilon \quad (53)$$

Para o transporte de  $\varepsilon$  é dada segundo

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \overline{U_j} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\nu_T}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_1 \frac{\varepsilon}{\kappa} \nu_T \left( \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U_j}}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} - C_2 \frac{\varepsilon^2}{\kappa} \quad (54)$$

Os coeficientes para o problema de fechamento são  $C_1 = 1,44$ ;  $C_2 = 1,92$ ;  $\sigma_\kappa \cong 1$ ;  $\sigma_\varepsilon \cong 1,3$  e  $C_\mu = 0,09$ . As vantagens do modelamento  $\kappa - \varepsilon$  residem em sua economia e robustez de implementação. Apresenta uma exatidão razoável para uma grande gama de escoamentos e utiliza o mesmo *solver* que as equações de momento. Entretanto a convergência do transporte da dissipação da energia cinética  $\varepsilon$  é lenta, e o modelo pode apresentar uma difusão excessiva em muitas situações. Isso ocorre pelo fato das variáveis  $\kappa$  e  $\varepsilon$  terem uma escala de tempo muito menor que a escala do campo médio, tornando o modelo muito rígido. A condição de contorno na saída, com  $\vec{n}$  um vetor normal à saída, é  $\partial \kappa / \partial \vec{n} = 0$  e  $\partial \varepsilon / \partial \vec{n} = 0$ .

O modelo  $\kappa - \varepsilon$  é fundamentado em análise dimensional, não sendo modelada a natureza da turbulência. Seus coeficientes de fechamento do problema são ajustados para satisfazer valores de camada limite de escoamentos comuns, podendo ser modificados para valores que representem

melhor o escoamento a ser modelado. Entretanto esta prática remove o caráter de universalidade do modelo. O modelo utiliza uma viscosidade efetiva  $\mu_{eff}$ , definida como  $\mu_{eff} = \mu + \mu_T$ .

### Modelo $\kappa - \varepsilon$ RNG

É uma extensão do modelo  $\kappa - \varepsilon$  baseada na teoria do grupo de renormalização [Yakhot & Orszag, 1986]. Permite a substituição de funções de parede com uma malha refinada. A equação de transporte para  $\kappa$  é a mesma do modelo  $\kappa - \varepsilon$  Standard, dada pela eq. (53). A equação para a dissipação da energia cinética  $\varepsilon$  é dada por

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \overline{U}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\nu_T}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_1 \frac{\varepsilon}{\kappa} \nu_T \left( \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} - (C_2 + C_3) \frac{\varepsilon^2}{\kappa} \quad (55)$$

Equações adicionais são utilizadas para o problema de fechamento, dadas por

$$C_3 = \frac{C_\mu \lambda^3 (1 - \lambda/\lambda_0)}{1 + \tilde{\beta} \lambda^3} \quad (56)$$

$$\lambda = \frac{\kappa}{\varepsilon} \sqrt{2 \Omega_{ij} \Omega_{ij}} \quad (57)$$

onde o tensor rotacional  $\Omega_{ij}$  é dado pela eq. (46). Os coeficientes para o problema de fechamento são  $C_1 = 1,42$ ;  $C_2 = 1,68$ ;  $\sigma_\kappa = 0,72$ ;  $\sigma_\varepsilon = 0,72$ ;  $\tilde{\beta} = 0,012$ ;  $\lambda_0 = 4,38$  e  $C_\mu = 0,085$ . A diferença principal entre o modelo RNG e o Standard reside na adição do termo de tensão em  $\varepsilon$  através de  $C_3$ . Esta implementação impõe que, para altas taxas de tensão,  $\lambda$  se torna muito maior que  $\lambda_0$ . Assim a dissipação da energia cinética  $\varepsilon$  aumenta, e a energia cinética turbulenta  $\kappa$  diminui.

A performance deste modelo é melhor que o Standard em escoamentos com linhas de corrente curvas e altas deformações. Os coeficientes de fechamento do problema podem variar conforme a convergência da solução, compensando a natureza isotrópica da aproximação de Boussinesq.

### Modelo $\kappa - \varepsilon$ de Chem-Kin

Este modelo, proposto por Chen & Kim, 1987, utiliza uma única escala de tempo para toda a dinâmica da turbulência, através da introdução de um termo adicional no termo de produção da dissipação da energia cinética  $\varepsilon$ . A equação de transporte para  $\kappa$  é a mesma do modelo  $\kappa - \varepsilon$  Standard, dada pela eq. (53). A equação para a dissipação da energia cinética  $\varepsilon$  é dada por

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \overline{U}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\nu_T}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_1 \frac{\varepsilon}{\kappa} \nu_T \left( \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + C_3 \left[ \nu_T \left( \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} \right]^2 - C_2 \frac{\varepsilon^2}{\kappa} \quad (58)$$

Os coeficientes para o fechamento do problema são  $C_1 = 1,15$ ;  $C_2 = 1,9$ ;  $C_3 = 0,25$ ;  $\sigma_\kappa = 0,72$ ;  $\sigma_\varepsilon = 1,15$  e  $C_\mu = 0,09$ . O termo fonte extra representa a taxa de energia transferida das grandes escalas para as pequenas escalas da turbulência controladas pela produção e dissipação de escalas de tempo [Chen & Kim, 1987]. O modelo permite também modificações para simulação de escoamentos com baixos números de Reynolds [Monson *et al.*, 1990].

### Modelo $\kappa - \varepsilon$ Low Re

A aplicação do modelo  $\kappa - \varepsilon$  Standard é mais indicada para escoamentos com número de Reynolds elevado. Em escoamentos onde o número de Reynolds é pequeno,  $Re < 10^4$ , o modelo Standard é falho [Wilcox, 1998; Patel *et al.*, 1985]. O  $\kappa - \varepsilon$  Low Re utiliza uma viscosidade turbulenta definida como  $\mu_T = C_\mu f_\mu \kappa^2 / \varepsilon$ . A equação de transporte para  $\kappa$  é a mesma do modelo  $\kappa - \varepsilon$  Standard, dada pela eq. (53). A equação para a dissipação da energia cinética  $\varepsilon$  é dada por

$$\frac{\partial \tilde{\varepsilon}}{\partial t} + \overline{U_j} \frac{\partial \tilde{\varepsilon}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\nu_T}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \tilde{\varepsilon}}{\partial x_j} \right) + \mathbb{E} + C_1 f_1 \frac{\tilde{\varepsilon}}{\kappa} \nu_T \left( \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U_j}}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} - C_2 f_2 \frac{\tilde{\varepsilon}}{\kappa} \quad (59)$$

Equações adicionais são utilizadas para o problema de fechamento, dadas por

$$\mathbb{E} = 2\nu\nu_T \left( \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U_j}}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} \quad (60)$$

$$\varepsilon_0 = 2\nu \left( \frac{\partial \sqrt{\kappa}}{\partial y} \right)^2 \quad (61)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_0 + \tilde{\varepsilon} \quad (62)$$

$$f_2 = 1 - 0,3 \exp(-Re_T^2) \quad (63)$$

$$f_\mu = \exp\left(\frac{-3,4}{1 + Re_y/50}\right) \quad (64)$$

Os coeficientes para o fechamento do problema são  $C_1 = 1,44$ ;  $C_2 = 1,92$ ;  $f_1 = 1$  e  $C_\mu = 0,09$ . Além disto o modelo depende dos seguintes adimensionais  $Re_T = \kappa^2 / (\tilde{\varepsilon}\nu)$ ,  $Re_y = \sqrt{\kappa}y/\nu$  e

$y^+ = \nu_T y / \nu$  [Lam & Bremhorst, 1981; Jones & Launder, 1973].

### Modelo $\kappa - \omega$

Este modelo apresenta menos restrições do que o modelo  $\kappa - \varepsilon$ . Este foi o primeiro modelo de turbulência, a duas equações, proposto. Desenvolvido por Kolmogorov, 1942, teve várias modificações e implementações realizadas por diversos pesquisadores [Saiy, 1974; Spalding, 1979; Wilcox, 1988; Speziale *et al.*, 1992; Menter, 1992]. No modelo  $\kappa - \varepsilon$  a segunda equação de transporte é a taxa de dissipação da turbulência, no  $\kappa - \omega$  a variável  $\omega$  é a vorticidade do movimento turbulento, isto é, a frequência em que ocorre a dissipação. O modelo é desenvolvido a partir da relação

$$\nu_T = C_\mu \frac{\kappa}{\omega} \quad (65)$$

A maioria dos códigos utiliza a implementação definida por Wilcox, 1988, onde as equações de transporte são

$$\frac{\partial \kappa}{\partial t} + \overline{U_j} \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} = \nu_T \left( \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U_j}}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \overline{U_j}}{\partial x_j} - C_\mu \kappa \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_T}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] \quad (66)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \overline{U_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = C_1 \omega \nu_T \left( \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U_j}}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \overline{U_j}}{\partial x_j} - C_2 \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_T}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (67)$$

O fechamento do problema ocorre com os seguintes valores  $C_1 = 0,55$ ;  $C_2 = 0,075$ ;  $C_\mu = 0,09$ ;  $\sigma_\kappa = 0,5$  e  $\sigma_\omega = 0,5$  [Wilcox, 1988]. A implementação de Wilcox, 1988, é a mais comumente utilizada por sua simplicidade e validação obtida por vários estudos. Esta implementação inclui extensões para a determinação da turbulência em regiões próximas à parede, e considerações para escoamentos a baixos Reynolds. As vantagens do modelo  $\kappa - \omega$  são

- Melhor performance em escoamentos sob transição para a turbulência, e em escoamentos sujeitos à gradientes de pressão adversos.
- O modelo é numericamente estável, especialmente a baixos Reynolds, tendendo a produzir soluções convergentes mais rápidas.
- A implementação *Low-Re* é mais estável e simples que a do modelo  $\kappa - \varepsilon$ , dispensando o cálculo de distâncias à parede, adição de termos fonte e funções adicionais, baseadas na velocidade de fricção.

## 2.7 Escoamento - tubos de geometrias complexas

Em trocadores de calor, especialmente nos compactos, a utilização de geometrias que vi- sem uma melhor performance, maximizando a troca de calor por unidade de área, é a principal preocupação do projetista. No desenvolvimento da teoria básica da transferência de calor, a maioria das relações e números adimensionais foram obtidas a partir de geometrias simples, padroniza- das. Ao se trabalhar com geometrias diferentes da padrão, estas relações devem ser alteradas a fim de contabilizar esta mudança. Na bibliografia do assunto, encontram-se correlações para uma vasta gama de geometrias, que foram estudadas e publicadas. Entretanto, em um mercado competitivo, o conhecimento nem sempre é globalizado, pois o mesmo influencia na liderança de mercado, podendo garantir a sustentabilidade econômica de uma empresa. Assim é muito comum que algu- mas empresas tenham pesquisadores próprios desenvolvendo tecnologia, e que este conhecimento nem sempre seja repassado. Algumas geometrias e disposições provaram ser melhores, através de estudos acadêmicos e publicações de domínio público, muitos anos após sua adoção por algumas empresas, que a desenvolveram. Deste modo, não existe a garantia da existência de correlações para muitas disposições e geometrias em uso.

Dutos de seção não circular, principalmente os elípticos, já se provaram mais eficientes que tubos circulares, tanto na transferência de calor como na perda de carga. Possuem um coeficiente de transferência de calor maior que a obtida com um duto de seção circular equivalente, devido a sua relativamente alta área em relação ao volume [Richardson, 1980], sendo assim extensivamente usados em trocadores de calor.

A fim de determinar o coeficiente global de transferência de calor  $U$  pela eq. (16), modificações no cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção  $h$  devem ser feitas.

### 2.7.1 Escoamento interno

No cálculo do escoamento interno, determina-se o número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico equivalente, dado por  $D_h = 4A/P_h$ , onde  $A$  é a área de troca de calor e  $P_h$  o perímetro hidráulico. O fator de atrito é dado pela analogia de Petukov [Petukhov *et al.*, 1970], tal que

$$f_p = (0,79 \ln(Re_D) - 1,64)^{-2} \quad 3 \times 10^3 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6 \quad (68)$$

O número de Nusselt pode então ser determinado com a utilização da correlação de Petukov- Gnielinski modificada [Gnielinski, 1976], dada por

$$Nu_p = \frac{(f_p/8)(Re_D - 1)Pr}{1 + 12,7(f_p/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad 3 \times 10^3 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6 \quad (69)$$

As correlações propostas por Kakaç *et al.*, 1987 para o caso laminar e modificadas para o es- coamento turbulento por Gnielinski, 1976, são desenvolvidas para dutos de geometria circular. O

uso destas correlações em geometrias elípticas através da utilização do diâmetro hidráulico equivalente é válida para escoamentos turbulentos, conforme observado por Harris & Goldschmidt, 2002; Yilmaz & Cihan, 1993.

### 2.7.2 Escoamento externo

O número de Reynolds para o escoamento é determinado em função da sua velocidade máxima, que ocorre na área de passagem mínima  $A_{min}$  entre os tubos. O diâmetro hidráulico equivalente para o banco de tubos transversal ao escoamento é o diâmetro externo do eixo menor da elipse [Missirlis *et al.*, 2004].

O número de Nusselt, para valores de Reynolds inferiores à  $5 \times 10^3$  é dado pela correlação de Ilgarubis *et al.*, 1988, dado por

$$Nu_i = 0,06Re_D^{0,65} Pr^{0,36} \frac{S_t D_{max}}{S_l D_{min}} \quad 4 \times 10^2 \leq Re_D \leq 4 \times 10^3 \quad (70)$$

onde  $S_l$  e  $S_t$  são respectivamente os passos longitudinal e transversal do arranjo desencontrado dos tubos, conforme pode ser visto na fig. (2.4).  $D_{max}$  e  $D_{min}$  correspondem respectivamente ao diâmetro externo maior e menor, conforme pode ser visto na fig. (2.5).

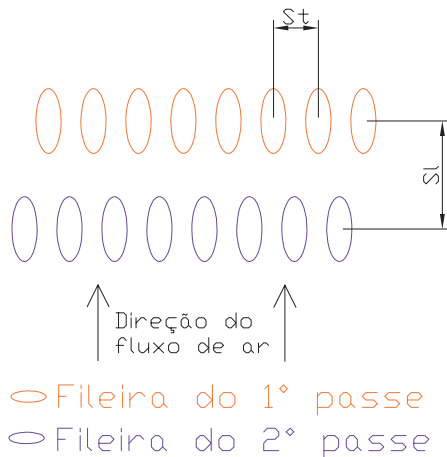


Figura 2.4: Passos do trocador

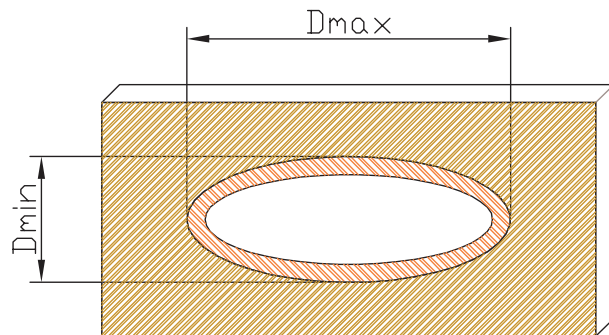


Figura 2.5: Tubo Aletado

Para a valores de Reynolds superiores a  $5 \times 10^3$ , utiliza-se o número de Nusselt dado pela correlação de Terukazu [Ota *et al.*, 1984], onde

$$Nu_i = 0,546Re_D^{0,539} \quad 5 \times 10^3 \leq Re_D \leq 3,12 \times 10^4 \quad (71)$$

No problema do escoamento externo, muitos fatores como geometria do tubo, existência de aletas, arranjo do feixe de tubos, regime e origem do escoamento, ângulo de ataque, entre outros, influenciam fortemente os resultados. Estudos sobre escoamento transversal em tubo elíptico sem

aletas, para a determinação de um número de Reynolds crítico, em função da variação do ângulo de ataque foram realizados por Zukauskas, 1972; Ota *et al.*, 1984. Algumas propostas para a determinação de correlações para a perda de carga e o número de Nusselt, no caso de escoamento laminar sobre tubo elíptico, são mostradas em Velusamy *et al.*, 1995; Saboya & Saboya, 2001; Khan *et al.*, 2004. A transição para a turbulência de escoamentos laminares sobre tubos elípticos, com a determinação de perfis de Strouhal e do coeficiente de arrasto em função do número de Reynolds, bem como a variação do número de Reynolds, foi observada por Johnson *et al.*, 2001. Estudos sobre a eficiência de aletas tipo placa em função do número de Reynolds, para escoamentos em bancos de tubos elípticos, foram feitos por Rocha *et al.*, 1997.

### 2.7.3 Eficiência do aletamento

No cálculo da eficiência do aletamento, para aletas não circulares, determina-se uma aleta circular equivalente. Esta aleta equivalente deve ter um raio interno tal que a área circular deste raio seja a mesma que a área da seção externa do tubo considerado. O raio externo da aleta equivalente deve ser calculado em função da área entre o raio interno e o raio externo, de modo que seja a mesma que a área da aleta não circular [Perrotin & Clodic, 2003]. Esta transformação pode ser melhor vista através da fig. (2.6), onde para cores iguais as áreas devem ser iguais.

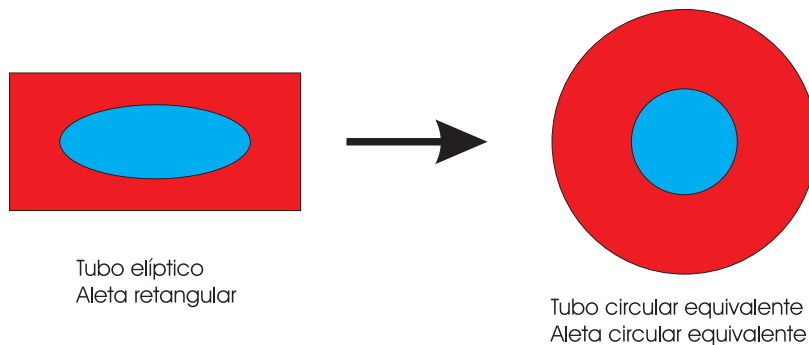


Figura 2.6: Transformação para aleta circular equivalente

## 2.8 Convecção Natural

A densidade de um fluido é alterada em função da temperatura do mesmo. Variações de densidade, na presença de forças de campo, causam o empuxo, que é a força motriz da convecção natural. A variação da densidade pode ser correlacionada pelo coeficiente de expansão térmica  $\beta$ , uma propriedade termodinâmica dada pela variação de densidade em função da temperatura a uma pressão fixa, sendo

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \xrightarrow{\text{gases ideais } \rho = p/RT} \beta = \frac{1}{T} \quad (72)$$



O empuxo é resultante da ação combinada entre a variação de densidade e as forças de campo, normalmente gravitacionais. Em escoamentos rotativos a força de campo é a centrípeta, ou a força de Coriolis para movimentos mistos. Assim o movimento é uma consequência da diferença de temperatura do fluido. A razão entre as forças de empuxo e as forças viscosas é dada pelo número de Grashof,  $Gr$ .

Da mesma maneira que em escoamentos forçados o escoamento devido à convecção natural é suscetível à amplificação de perturbações que levam à transição e à turbulência. O critério para se estabelecer um escoamento turbulento é dado pelo número de Rayleigh,  $Ra$ , onde o valor crítico para a placa vertical é  $Ra = GrPr \approx 10^9$ .

## 2.9 Torres de Resfriamento

O projeto de torres de resfriamento, em alguns casos, tem sido mais empírico que em qualquer outro tipo de trocador de calor. Algumas das atribuições a serem feitas são simplesmente valores estimativos baseados no conhecimento do projetista. A dificuldade deste tipo de projeto reside no fato de grande parte do desempenho da torre ser dependente do local onde a mesma é instalada. Condições atmosféricas não previstas, ventos de direções incomuns e outras causas, podem levar a recirculações externas e internas, prejudicando assim sua eficiência. Logo o projeto de uma torre de resfriamento é atrelado ao local de montagem, sendo que mudanças geográficas e climáticas alteram sensivelmente a sua performance [Fraas & Ozisik, 1965].

O cálculo de performance de uma torre é dado a partir do conhecimento de dois de seus parâmetros, sendo eles o intervalo de temperaturas e a temperatura de *approach*. O intervalo de temperaturas mede a diferença entre a temperatura de entrada e de saída da água a ser resfriada. O *approach* é a diferença entre a temperatura de saída da água e a temperatura do ar ambiente. A partir do conhecimento destes parâmetros, é possível traçar gráficos de desempenho para determinadas cargas térmicas, ou vazão de água percentuais em relação aos valores de projeto.

Existem muitos tipos de torres de resfriamento, cujas diferenças mais relevantes são:

- Promotor do escoamento: Estabelece o tipo de convecção, podendo ser natural ou forçada. Torres com convecção forçada, MDCT (*Mechanical draft cooling tower*), são compactas, tendo normalmente 5 m a 15 m de altura. Projetadas para atender normalmente baixas vazões de água de resfriamento, sendo utilizadas em empresas de pequeno e médio porte. Torres com convecção natural, NDCT (*Natural draft cooling tower*), são geralmente torres de grande porte, variando entre 80 m a 200 m de altura, projetadas para atender grandes vazões de água de resfriamento, encontradas normalmente em parques de geração de energia ou empresas de grande porte.
- Tipo de contato: O contato pode ser direto ou indireto. No contato indireto a água é confinada dentro da tubulação do trocador de calor. O contato entre a água e o ar se dá através da parede

da tubulação. No contato direto a água é borrifada em gotas pela tubulação no interior da torre, e coletada em uma piscina de acumulação na base da mesma. Torres com contato direto são denominadas úmidas (*wet*), pois existe a vaporização das gotas d'água e um fenômeno muito comum denominado *drift*, onde algumas gotas são levadas, em suspensão, junto com o ar para a atmosfera, formando assim uma pluma visível. Em contrapartida, torres de contato indireto são ditas secas (*dry*).

Normalmente estas características ocorrem em conjunto excludente, isto é, torres com convecção forçada e contato úmido, ou torres com convecção natural e contato seco. Entretanto isto não é uma regra de fabricação mas sim uma questão de aproveitamento dos recursos externos. Em locais onde existe a abundância de recursos hídricos, a utilização de torres úmidas é comum. Isto ocorre porque a torre úmida possui uma perda de água devido ao *drift* e à vaporização, necessitando então de um reservatório externo para substituição da água perdida. Como a vaporização consegue remover uma taxa maior de calor, através da mudança de fase, este tipo de montagem é menor, implicando assim em custos menores. Esta montagem não é indicada para casos onde a água de resfriamento possui contaminantes, pois as gotas levadas para a atmosfera terão também uma determinada concentração destes contaminantes, podendo assim causar um problema ambiental. Em locais com escassez de recursos hídricos adotam-se montagens de contato indireto, normalmente com convecção natural.

Devido ao grande porte das torres com convecção natural, seu custo de construção é muito alto, decorrente principalmente do alto custo do concreto reforçado utilizado para sustentar tal estrutura. Em função dos altos custos, seu projeto é calculado a fim de proporcionar uma vida útil maior. Estudos sobre o efeito da temperatura, do tempo de operação, influência do vento, modos de vibração, frequência natural e outros fatores estruturais que podem causar rachaduras e levar à fadiga nestas torres, foram feitos por diversos autores [Krätzig *et al.*, 1998; Hara & Gould, 2002; Busch *et al.*, 2002; Harte & Krätzig, 2002; Nasir *et al.*, 2002]. Uma análise termoeconômica dos custos de operação de uma torre de resfriamento, a fim de determinar as dimensões da mesma e uma vida útil a custos mais baixos, são apresentados por Söylemez, 2001.

O desenvolvimento de correlações matemáticas, determinação da performance, e simulações numéricas do funcionamento de torres úmidas são apresentados em Gan *et al.*, 2000; Milosavljevic & Heikkila, 2001; Gan *et al.*, 2001; Fisenko *et al.*, 2002; Hawlader & Liu, 2002; Hasan & Gan, 2002. Em Kloppers & Kröger, 2005, tem-se o estudo sobre a inversão térmica de uma torre úmida, durante a noite.

Para o caso de torres secas outras diferenças de projeto são relevantes, como a disposição do trocador, podendo ser externo vertical, fig. (2.7), interno horizontal em uma disposição conhecida como *Hammon's Type*, fig. (2.8) e interno inclinado e radial denominada *Heller* ou *Forgó Type*, fig. (2.9), sendo estes os arranjos mais utilizados. Estudos sobre a eficiência da troca de calor em função da disposição dos trocadores na torre, sujeitas a vento externo foram realizados por du Preez & Kröger, 1995, demonstrando uma melhor eficiência para trocadores situados no interior da torre.

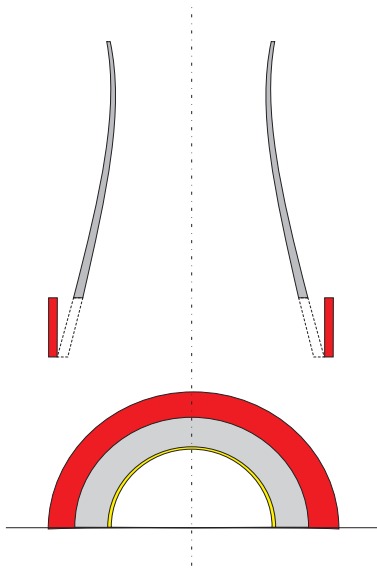


Figura 2.7: Trocador vertical externo

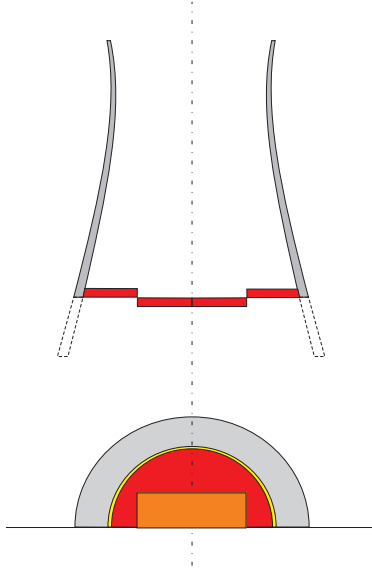


Figura 2.8: Trocador horizontal interno - Hamon

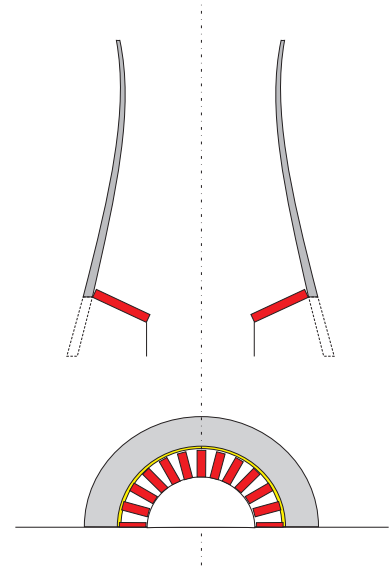


Figura 2.9: Trocador radial inclinado interno - Heller

A torre do tipo *Heller*, consiste em vários trocadores de calor, denominados "deltas", dispostos radialmente no seu interior. Os trocadores são inclinados em relação ao plano do horizonte. Este tipo de montagem é atribuída a dois pesquisadores húngaros, *László Heller* (1907 - 1980) e *László Forgó* (1907 - 1985), e atualmente é a montagem mais utilizada para torres secas.

O estudo do comportamento do escoamento em função do ângulo entre os trocadores no elemento delta, bem como a determinação do melhor ângulo entre os trocadores deste elemento, foi estudado por *Kapás*, 2003. A otimização da transferência de calor em tubos aletados elípticos pela variação da geometria ou do espaçamento são relatados em *Bejan et al.*, 1995; *Matos et al.*, 2001, 2004.

### 2.9.1 Modelo matemático para convecção natural em torres secas

As equações governantes para o escoamento de ar em uma torre seca, operando através da convecção natural em regime permanente, se resumem à equação da continuidade, equações do movimento e equação da energia. Elas são dadas respectivamente, na forma vetorial, por (*Su et al.*, 1999)

$$\rho = cte \quad (73)$$

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (74)$$

$$(\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nabla \cdot \left[ \left( \frac{\mu + \mu_T}{\rho} \right) \zeta \right] - \beta(T - T_a)g + S_h \quad (75)$$

$$\rho(\vec{V} \cdot \nabla)T = -\nabla \cdot [(\Gamma + \Gamma_T) \nabla T] + Q_h \quad (76)$$

onde  $\vec{V}$  é o vetor de velocidades,  $\zeta$  a taxa de deformação,  $T_a$  a temperatura do ambiente,  $\Gamma$  e  $\Gamma_T$  o coeficiente de difusividade molecular e turbulenta respectivamente,  $S_h$  a perda de carga no trocador e  $Q_h$  a energia transferida no trocador. A perda de carga no trocador é calculada por  $S_h = -K_h |\vec{V}| \vec{V}$ , onde  $K_h$  é um coeficiente empírico dependente das propriedades do trocador. A energia transferida no trocador é dada por  $Q_h = UA(\overline{T_w} - T_a)$ , onde  $UA$  é o coeficiente global de transferência de calor e  $\overline{T_w}$  a temperatura média do escoamento da água. A taxa de deformação pode ser calculado através de

$$\zeta = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (77)$$

Os coeficientes de difusividade molecular e turbulento são dados, respectivamente, por

$$\Gamma = \frac{\mu}{Pr} \quad (78)$$

$$\Gamma_T = \frac{\mu_T}{Pr_T} \quad (79)$$

Na utilização de modelos de turbulência, alguns *solvers* necessitam que o modelo em uso seja modificado, a fim de contabilizar a produção de energia turbulenta adicional, devido as forças de empuxo. Isso é obtido através da adição de um termo contendo informações sobre as forças de campo na produção e dissipação. Em alguns códigos comerciais isto é feito somente informando que o modelo deve contabilizar as forças de empuxo, em outros este valor deve ser inserido manualmente em um termo fonte do modelo.

## 2.9.2 Ventos

A otimização da performance de uma torre de resfriamento deve, necessariamente, levar em conta os efeitos do vento externo sobre a transferência de calor na torre. Isto por que o vento pode causar um efeito desfavorável na eficiência do resfriamento. Segundo Ding Wei *et al.*, 1995, ventos de força 5 a 7 na escala *Beaufort* (Apêndice A-2) podem reduzir a eficiência em cerca de 10 a 15%. O estudo da performance de torres de resfriamento sujeitas a várias condições de vento externo tem sido estudada por diversos autores [Derksen *et al.*, 1996; Bender *et al.*, 1996a,b; Su *et al.*, 1999; Al-Waked & Behnia, 2004].

Os efeitos como temperatura ambiente elevada e ventos maiores que 4 m/s prejudicam a eficiência de trocadores de calor do tipo *Heller*. Medidas em escala real de torres secas foram feitas em investigações numéricas e experimentais, nestas as condições complexas do ambiente,

forma geométrica e outros fatores foram simplificadas enormemente. As medidas práticas são obtidas somente para a eficiência média, sendo muito difícil medir a distribuição de velocidade e temperatura do escoamento em detalhes.

Entretanto, a razão para a redução da eficiência do escoamento de ar na torre em função do vento externo não é totalmente clara. Bergstrom *et al.*, 1993 considerou que o escoamento seja bidimensional. Em Demuren & Rodi, 1987, a forma da torre é simplificada para um cilindro, onde o ar aquecido é injetado a partir de sua base. Obviamente seus resultados numéricos não podem refletir corretamente o escoamento e a distribuição de temperatura de uma torre real. Radosavljevic & Spalding, 1988, completaram a simulação numérica 3D com distribuição de temperatura para uma torre úmida sob vento externo. Em du Preez & Kröger, 1993, é feita uma simulação numérica para uma torre seca sob vento externo, entretanto a torre é do tipo *Hamon*.

As razões mais comuns atribuídas para a perda de performance das torres de resfriamento deste tipo, devido aos efeitos do vento são:

- a formação de uma distribuição de pressão desfavorável na base da torre;
- a ascensão da pluma convectiva é freada pelo vento;
- o escoamento reverso na saída da torre induzido pela separação da camada limite causada pelo vento.

### 2.9.3 Pluma

A ascensão da pluma de convecção é um dos assuntos de maior estudo relativamente à interação entre torres de resfriamento e o meio ambiente [Vanderheyden & Schuyler, 1994; Hoffmann, 1997; Hoffmann & Kröger, 1997]. Propostas e modelamentos matemáticos foram criados a fim de prever o comportamento da pluma por diversos autores [Hanna & Swisher, 1972; Hanna, 1972; Brennan *et al.*, 1976; Carhart *et al.*, 1982]. O estudo sobre a influência do vento e da gravidade sobre a pluma convectiva é realizado em Bornoff & Mokhtarzadeh-Dehghan, 2001. Em Janicke & Janicke, 2001, um modelo 3D para a simulação da pluma é proposto.

### 3 O problema abordado no presente trabalho

O objeto deste trabalho é uma torre seca de troca de calor por convecção natural do tipo *Heller*. Esta torre se encontra em funcionamento na cidade de Bagé - RS na Usina Termelétrica Presidente Médici - fase B, pertencente a Companhia de Geração Térmica de Energia Elétrica - CGTEE. O projeto foi desenvolvido originalmente pela GEA, tendo entrado em operação no final de 1986, atendendo a duas unidades de 160MW elétricos cada. A usina opera a partir do calor proveniente da queima de carvão mineral. Este tipo de geração de energia representa mais de 50% da energia elétrica gerada nos Estados Unidos [Cheney, 2001].

Esta torre foi projetada para atender uma potência elétrica gerada nos geradores de até 320MW elétricos, através do resfriamento de 28000  $m^3/h$  de água de circulação.

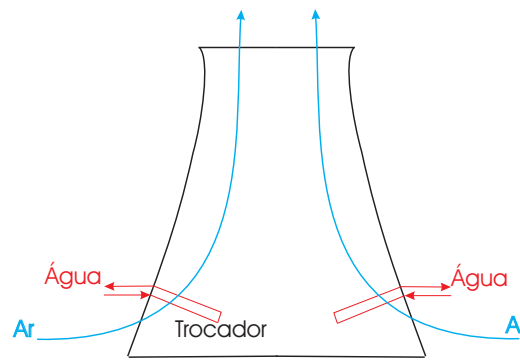


Figura 3.1: Esquema genérico da torre de resfriamento tipo Heller

Tabela 3.1: Dados do circuito de resfriamento - [Demoliner, 1999]

Tubos de Resfriamento	
Fabricante	GEA
Material dos tubos	Aço carbono
Forma dos tubos	elíptica
Comprimento do tubo	15 m
Diâmetro externo dos tubos	36 x 14 mm
Espessura dos tubos	2 mm
Espessura mínima do galvanizado	40 $\mu$ m
Aletamento	
Tipo de aletas	GEA-galvanizado
Material da aleta	aço carbono
Formato das aletas	retangular
Dimensão da aleta	55 x 26 mm
Densidade de aletas por 100 mm de tubo	40
Espessura das aletas	0,23 mm

Os 148 elementos delta do trocador de calor água-ar atmosférico estão dispostos em dois anéis circulares no interior da torre. Estes elementos possuem a forma de um delta invertido, conforme mostra a figura (3.2). A canalização é feita de tubos com seção elíptica, fabricada em aço galvanizado com 15 metros de extensão, constituindo no total 800 km de tubulação, com aletas retangulares. A disposição é dividida em seis setores controláveis à distância, de forma a permitir o desligamento de qualquer um dos setores caso haja necessidade, prevenindo assim o seu congelamento no inverno.

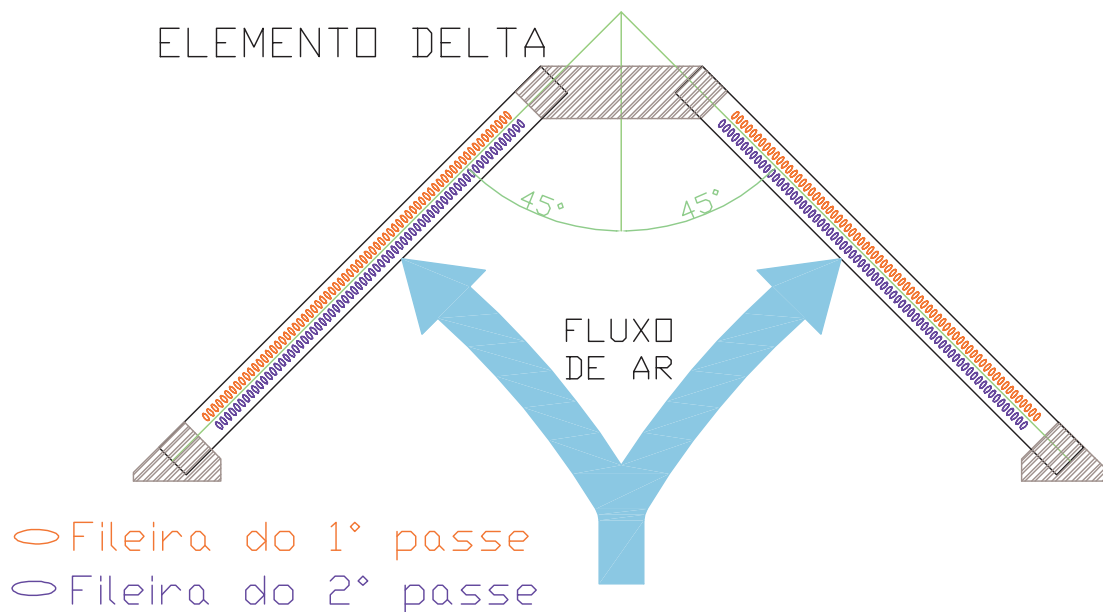


Figura 3.2: Elemento delta do trocador de calor água-ar atmosférico - vista frontal [CTM, 1982]

Este tipo de montagem permite uma maior troca de calor, assegurando uma diferença eficiente de temperatura entre ar e água ao longo de todo trocador.

Os valores de operação são dados na tabela (3.2). O perfil é de um hiperbolóide de revolução de dupla curvatura em concreto armado sustentado por uma estrutura de pilares "X", com 124 metros de diâmetro na base e 133 metros de altura. Os dados de projeto estão na tabela (3.3)

Tabela 3.2: Dados de operação - [CGTEE, 1978]

Condições Nominais		
Carga térmica total	476,8	MW
Fluxo de água de circulação	28000	m <sup>3</sup> /h
Temperatura da água de entrada	60.1	°C
Temperatura da água de saída	42	°C
Pressão barométrica	720	mmHg
Velocidade do vento	3	m/s
Temperatura do ar ambiente	20	°C
Volume de água por setor	100 a 130	m <sup>3</sup>
Queda de pressão entre a entrada e saída	11	mH <sub>2</sub> O

Tabela 3.3: Dados de projeto da torre - [Demoliner, 1999]

Dimensões da torre		
Altura total	133	m
Diâmetro a nível do solo	124	m
Diâmetro a nível do topo	76	m
Diâmetro mínimo da concha	72	m
Altura da saia	15	m
Superfície dos trocadores		
Superfície total de troca de calor	685600	m <sup>2</sup>
Superfície de troca de calor por setor	114266	m <sup>2</sup>
Superfície de troca de calor por elemento delta	4794	m <sup>2</sup>
Superfície de troca de calor por metro de tubo	0,91	m <sup>2</sup>

Detalhes e dimensões do tubo aletado bem como do arranjo desencontrado da tubulação são apresentados na figura (3.3).

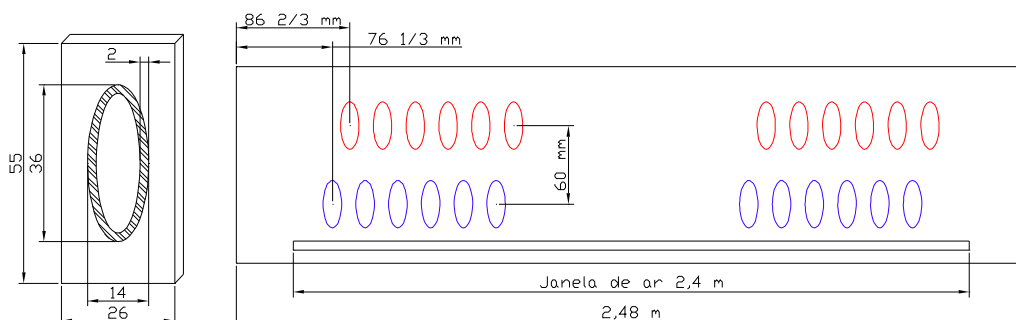


Figura 3.3: Configuração do feixe de tubos aletados [CTM, 1982]



As condições de operação normal nem sempre se encontram no valor limite de projeto, assim a simulação deve fornecer valores para as diferentes cargas de operação da usina. As condições de operação são dadas pelo número de unidades em funcionamento e potência gerada por unidade, e para diferentes temperaturas do ar de entrada. A temperatura de *approach* da torre é fixada como constante a 8 °C, empiricamente. As condições de operação de interesse, informadas pela CGTEE, estão na tabela (3.4).

Tabela 3.4: Condições de operação de interesse - [CGTEE, 2004]

Caso	Unidades	Pot. Produzida [MW]	Pot. Dissipada [MW]	Vazão de água [m <sup>3</sup> /h]
A	1	80,00	132,1	14400
B	1	120,00	191,1	14400
C	1	160,00	267,1	14400
D	2	160,00	264,2	28800
E	2	240,00	382,2	28800
F	2	320,00	534,2	28800

A diferença existente entre as potências dissipadas nos casos *C* e *D*, se devem ao fato de que, apesar de estarem gerando a mesma potência elétrica, o caso *C* é obtido com uma unidade em funcionamento gerando 160 MW elétricos, a uma vazão d'água de circulação de 14400 m<sup>3</sup>/h, enquanto que no caso *D* a carga térmica provém de duas unidades em funcionamento gerando 80 MW elétricos cada, com uma vazão d'água de circulação de 28800 m<sup>3</sup>/h. O caso *D* corresponde então à duas unidades em operação, cada uma operando no caso *A*. O mesmo argumento é válido para os casos *E* e *F* em relação aos casos *B* e *C*, respectivamente. Salienta-se que no caso *F*, a potência dissipada é superior ao valor nominal de operação da torre.

Devido às diferenças entre as grandes dimensões da torre e as pequenas dimensões da tubulação e do aletamento, o presente estudo é dividido em dois sistemas diferentes. A primeira parte do estudo é referente somente à troca do calor entre a água e o ar, levando em conta a tubulação, o aletamento e o escoamento interno e externo. Na segunda parte analisa-se somente o escoamento interno de ar na torre, externo aos trocadores, sendo o escoamento interno da água e os trocadores substituídos por um termo fonte de geração de calor.

## 4 Modelamento do trocador de calor

O trocador é modelado analiticamente, desprezando-se trocas radiantes, já que as temperaturas são relativamente baixas. Não são conhecidas a velocidade do ar e conseqüentemente a sua temperatura de saída. Esta dificuldade impede o uso direto das correlações analíticas, forçando o uso de um algoritmo iterativo.

Este algoritmo, desenvolvido em Fortran, parte da hipótese de que não existe vento externo, sendo o fluxo mássico de ar uma conseqüência da convecção natural desenvolvida pela dissipação do calor no interior da torre. No modelo a temperatura de *approach* é constante e igual a 8 °C. O programa resolve a transferência de calor para cada caso, gerando arquivos de saída para pós-processamento, onde pode-se determinar o funcionamento do trocador de calor, nos casos de interesse.

Estes valores servem posteriormente para comparação aos valores obtidos via simulação por volumes finitos. O objetivo do programa em Fortran é obter valores para o coeficiente global de troca de calor na torre, a eficiência do aletamento, a temperatura de exaustão do ar e a vazão de ar do escoamento externo ao feixe de tubos.

### 4.1 Algoritmo de simulação

Os dados conhecidos para o cálculo são: dados de geometria da torre, potências dissipadas, vazão de água de circulação, temperatura de entrada do ar ambiente, temperatura de *approach* e conseqüentemente a temperatura de saída da água.

A solução é obtida pelo método de Gauss-Seidel, onde se procura valores para as variáveis que satisfaçam todas equações do sistema ao mesmo tempo. Por se tratar de um método iterativo, se necessita de um valor inicial, sendo que a escolha deste valor não influencia o resultado final, ocasionando somente em um tempo maior ou menor de processamento.

O desenvolvimento de correlações a partir dos resultados do programa, com base somente nos casos descritos anteriormente, não é de interesse prático, uma vez que o número de casos é muito pequeno para se ter um intervalo de confiança aceitável. Outro motivo para isso é que a maior influência no ponto de operação, bem como na troca de calor, ocorre com a variação da temperatura do ambiente e não com a potência dissipada. Deste modo o programa é desenvolvido a fim de determinar, para cada valor de potência dissipada dos casos de interesse, o ponto de operação através da variação da temperatura do ar de entrada. Esta variação é feita de 0,5 °C em 0,5 °C, na faixa de temperaturas que vai de -5 °C à 38 °C.

Como critério de convergência do programa utiliza-se o erro absoluto da variável evolutiva, devendo este erro ser menor que  $10^{-5}$ .

## 4.2 Escoamento interno - água no interior dos tubos

Do escoamento interno de água no interior do feixe de tubos, necessita-se da temperatura de entrada da água, uma vez que o *approach* é conhecido. Também são necessárias as propriedades termodinâmicas do fluido, as quais devem ser avaliadas na temperatura média do escoamento. O cálculo iterativo visa obter a temperatura de entrada d'água a fim de determinar as propriedades termodinâmicas, e resolver o problema do escoamento interno. A seqüência iterativa é mostrada na figura (4.1).

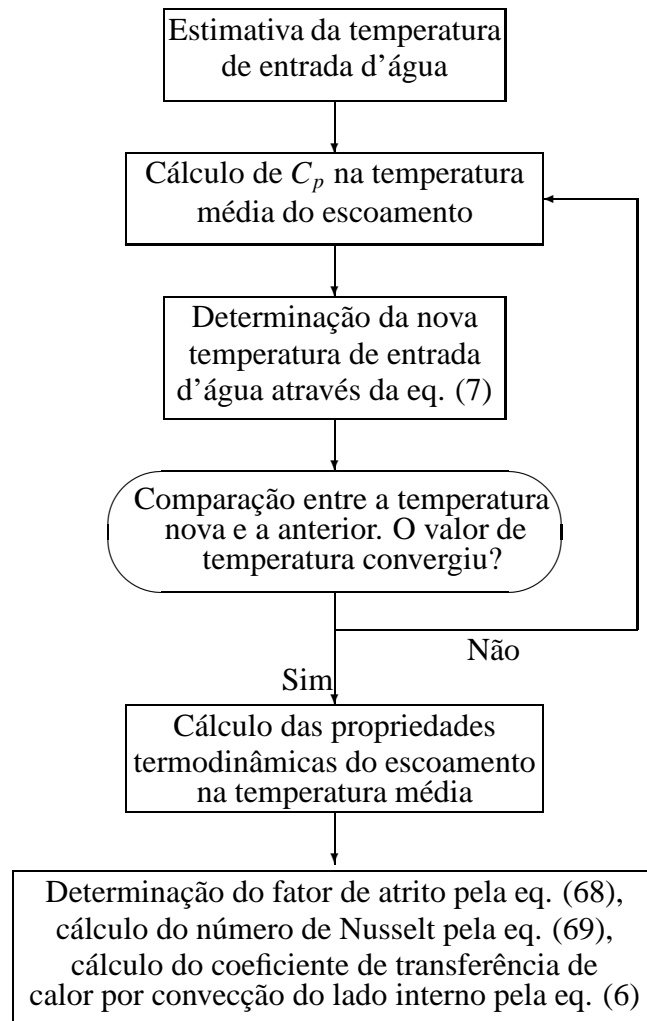


Figura 4.1: Fluxograma para o escoamento interno

Devido ao fato de só uma variável ser desconhecida para o escoamento interno, sua convergência é rápida e realizada na parte do ciclo iterativo principal para não sobrecarregar o mesmo.

Os resultados da solução das equações do escoamento interno são apresentados na tabela (4.1), nas condições de operação definidas anteriormente. Estes valores são obtidos com um valor de temperatura do ar ambiente fixa de 20 °C, conseqüentemente a temperatura de retorno d'água é de

28 °C, em vista da temperatura de *approach* constante.

Tabela 4.1: Resultados para o circuito d'água

Caso	$T_{e_q}$ [°C]	Pr	$V$ [m/s]	$f_p$	$Re_D$	$Nu_D$	$h$ [W/m <sup>2</sup> K]
A	36,0	5,16	0,30	0,0382	5188	46,58	2238
B	39,6	4,96	0,30	0,0378	5376	47,21	2278
C	44,2	4,71	0,30	0,0373	5622	48,01	2328
D	36,0	5,16	0,61	0,0312	10377	81,00	3893
E	39,6	4,96	0,61	0,0308	10756	82,08	3960
F	44,2	4,71	0,61	0,0305	11244	83,41	4045

Destes resultados é possível ver que a temperatura de entrada d'água é praticamente a mesma entre os casos *A* e *D*, *B* e *E* e *C* e *F*. Isto é de se esperar, devido ao fato que a duplicação da potência dissipada é equilibrada através da duplicação da vazão de água de circulação, anulando assim grandes variações de temperatura.

### 4.3 Escoamento externo - ar no interior da torre

Na utilização da eq. (7), o único termo desconhecido, para o lado interno, é a temperatura de entrada da água. A sua determinação é obtida de maneira simples, uma vez que a vazão é determinada pelo número de unidades em funcionamento. Já para o escoamento externo o mesmo não acontece, pois não se tem conhecimento da vazão de ar nem da temperatura de saída do mesmo. É necessário então o uso de uma equação adicional para que o sistema possa ser resolvido. Utiliza-se para isso, a eq. (8). Entretanto esta equação introduz duas não linearidades muito fortes no problema. A primeira é dada em função do cálculo da média logarítmica das diferenças de temperatura, eq. (9), utilizada em conjunto com o fator de correção para múltiplos passes, eq. (14). A segunda não linearidade é devido ao cálculo do coeficiente global de transferência de calor através da eq. (16), a qual depende de valores de funções Bessel e raízes para o cálculo do aletamento, produtos inversos e outras não linearidades. Assim o acoplamento destas equações seria de difícil convergência.

Na equação (8) a potência dissipada é um dado conhecido previamente. Pode-se então isolar o termo do coeficiente global de transferência de calor  $UA$  nesta equação, ficando-se com duas maneiras de calcular este termo. Denomina-se  $UA_{ml}$  para o valor do coeficiente global de transferência de calor  $UA$  calculado através da eq. (8), e  $UA_c$  para o valor do coeficiente global de transferência de calor  $UA$  calculado através da eq. (16). A solução do sistema é obtida quando estes valores forem iguais, pois deve ser o mesmo independente da maneira que sejam calculados. A vantagem desta metodologia baseia-se no comportamento do coeficiente de transferência de calor  $UA$  calculado de uma ou de outra maneira. Este comportamento é evidenciado na figura (4.2),

onde se calcula o valor de  $UA$  através da variação somente da temperatura de saída do ar, das duas maneiras.

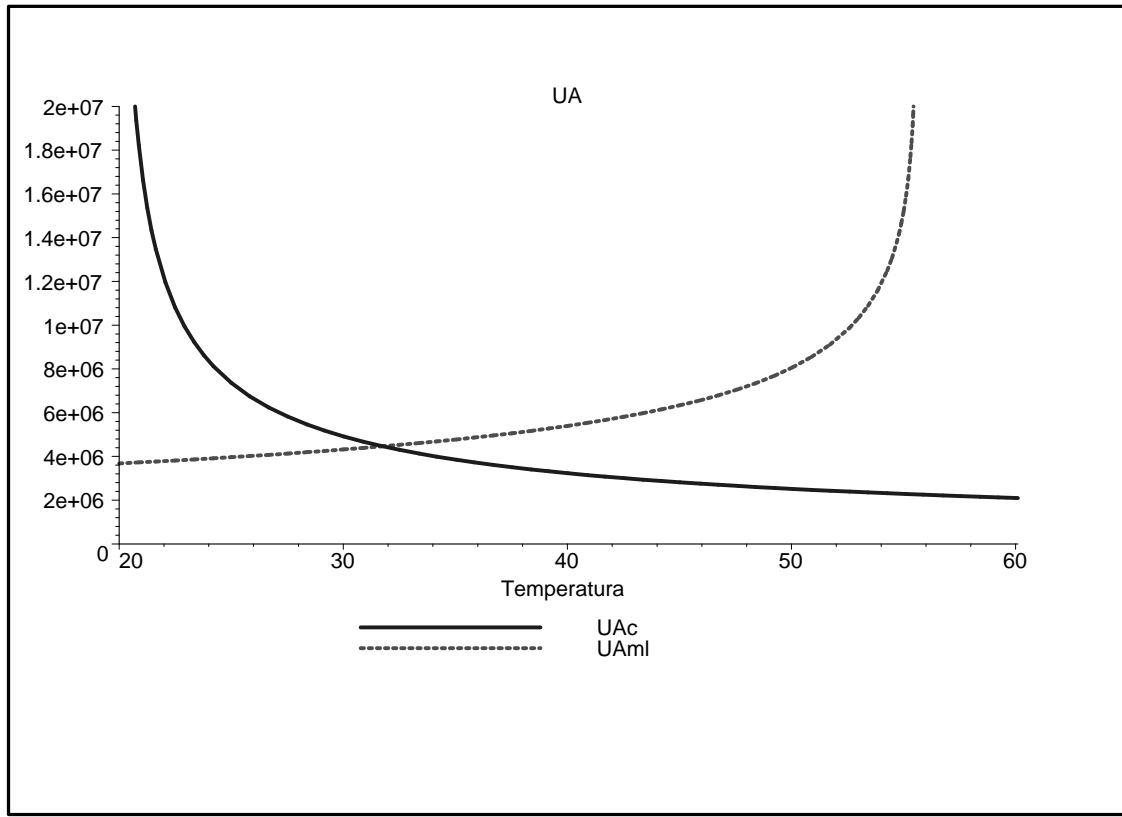


Figura 4.2: Variação de  $UA$  em função da temperatura de saída do ar

O processo de cálculo consiste, então, em estimar uma temperatura de saída do ar, calcular  $UA_{ml}$  e  $UA_c$  e comparar estes valores. Se  $UA_{ml} > UA_c$ , decrementa-se o valor da temperatura e recalcula-se o sistema, se  $UA_{ml} < UA_c$ , incrementa-se o valor da temperatura e recalcula-se o sistema. A convergência é obtida quando a diferença entre  $UA_{ml}$  e  $UA_c$  se torne menor do que um critério de erro pré-estabelecido. Desfaz-se assim o acoplamento direto. Os valores de incremento e decremento podem ser dados através do método da dicotomia, sem a necessidade da utilização de métodos de aceleração, uma vez que a convergência é obtida em poucas iterações. Utiliza-se como intervalo inicial a temperatura de entrada do ar para o valor mínimo e a temperatura de entrada d'água para o valor máximo. Uma vez que a temperatura de saída do ar não pode ser superior a este máximo nem inferior a este mínimo.

Segundo Ribeiro & Andrade, 2004, as propriedades termofísicas para o escoamento externo devem ser avaliadas na temperatura de entrada do escoamento.

Na figura (4.3), pode-se acompanhar a seqüência esquemática para a solução do escoamento externo.

Os resultados do escoamento externo são apresentados na tabela (4.2), sob as mesmas condições de operação definidas utilizadas no cálculo do escoamento interno (tab. 4.1).

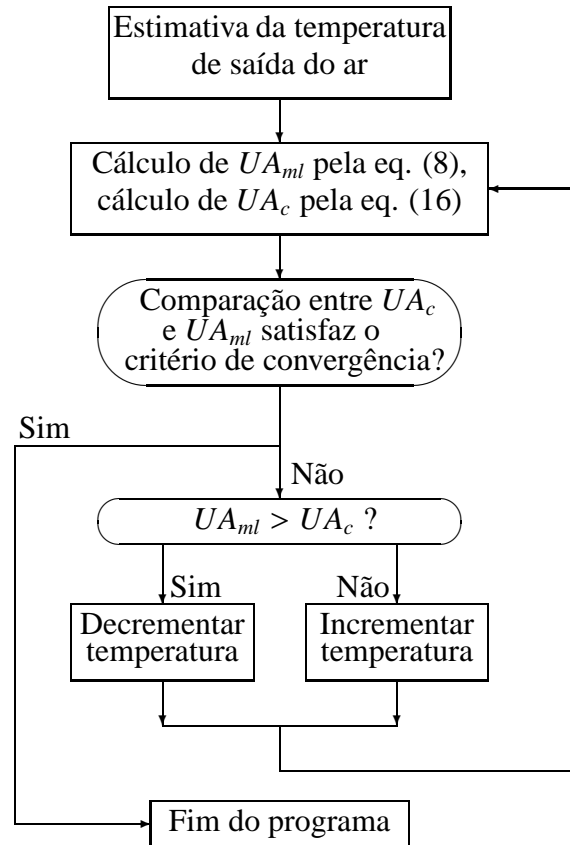


Figura 4.3: Fluxograma para o escoamento externo

Tabela 4.2: Resultados para o circuito de ar

Caso	$T_{sf}$ [°C]	$m$ [kg/s]	$V$ [m/s]	Re	Nu	$h$ [W/m <sup>2</sup> K]	$\eta_g$ [%]
A	27,9	16643	0,90	831	20,46	37,64	0,8776
B	27,6	24844	1,35	1240	25,39	46,71	0,8534
C	27,4	35807	1,94	1788	30,92	56,88	0,8283
D	25,7	45737	2,48	2284	35,28	64,90	0,8098
E	25,1	74453	4,03	3717	45,87	84,40	0,7691
F	24,6	116043	6,29	5794	58,27	107,21	0,7277

Da análise dos resultados para o escoamento externo, vê-se uma clara dominância do ar no processo de transferência de calor. O coeficiente de transferência de calor para o ar é cerca de duas ordens de grandeza menor que o coeficiente de transferência de calor para a água. Ressalta-se ainda que a diferença entre os valores, de um caso para outro, parece obedecer uma proporção constante, exceto para o caso  $F$ . Isso se deve principalmente ao fato de que no caso  $F$  o número de Nusselt é resolvido com a analogia de Terukazu, dada pela eq. (71), enquanto que para os outros casos o número de Nusselt é calculado pela analogia de Ilgarubis, dada pela eq. (70) devido ao aumento do número de Reynolds neste caso.

Observa-se ainda que com o aumento da potência dissipada a temperatura do ar na saída diminui. Isto ocorre em função do aumento da velocidade do escoamento. O mesmo ocorre ao se comparar os resultados para o escoamento interno, nos casos *C* e *D*, onde apesar da potência dissipada ser praticamente a mesma nestes dois casos, o aumento do vazão d'água reduz a variação de temperatura experimentada pelo escoamento.

#### 4.4 O trocador de calor completo

Com o escoamento interno e externo convergidos, a caracterização do trocador é feita. Os resultados para o trocador de calor completo são apresentados na tabela (4.3).

Tabela 4.3: Resultados do conjunto ar e água

Caso	$T_{eq}$ [°C]	$T_{sf}$ [°C]	$\Delta T_{ml}$ [°C]	Fator <i>f</i>	$UA_{ml}$ [kW/K]	$UA_c$ [kW/K]
A	36,0	27,9	8,1	0,8154	19916	19916
B	39,6	27,6	9,9	0,8255	23361	23361
C	44,2	27,4	11,9	0,8343	26857	26857
D	36,0	25,7	9,2	0,9017	31969	31969
E	39,6	25,1	11,0	0,9110	38266	38266
F	44,2	24,6	13,0	0,9196	44611	44611

Pela análise do termo da média logarítmica das diferenças de temperaturas  $\Delta T_{ml}$ , percebe-se sua influência no campo hidrodinâmico do escoamento externo. Evidencia-se isto nos casos *C* e *D*, onde a potência dissipada é praticamente a mesma, entretanto a média logarítmica das diferenças de temperaturas são diferentes.

Da variável  $UA$  pode-se fazer uma primeira análise entre a potência dissipada e o coeficiente global de troca de calor. Esta variação é plotada na figura (4.4).

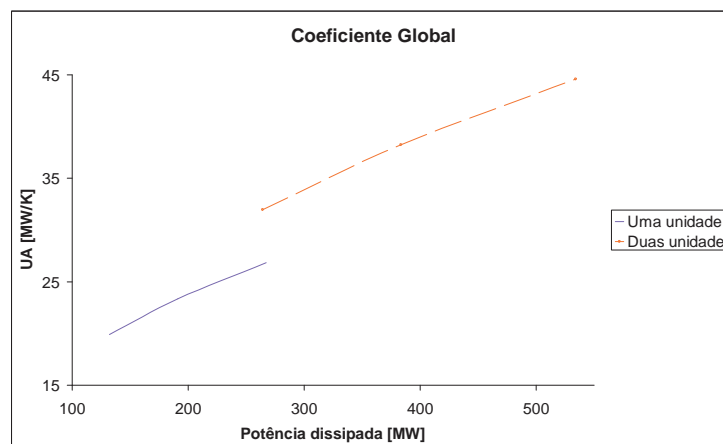


Figura 4.4: Relação entre a potência dissipada e o coeficiente global de transferência de calor

Observa-se que a vazão de ar na torre não foi modelada em detalhe até aqui, mas sim na segunda parte do presente trabalho, através de uma modelagem numérica mais apurada. Por este motivo o presente algoritmo não será aplicado a outras temperaturas de entrada do ar ambiente na torre.



## 5 Modelo computacional

A importância do modelamento computacional reside no fato de que com ela se pode visualizar os resultados com detalhe sobre a própria geometria do problema, tornando assim mais fácil a tarefa de propor alterações de projeto. A modelagem da torre em conjunto com os tubos aletados no interior do elemento delta é inviável computacionalmente, não por ineficiência do método em si, mas pelo esforço de processamento necessário. É então preferível separar as dimensões de ordens de grandeza diferentes em modelos distintos.

A busca de alterações em projetos já finalizados deve ser feita preferivelmente em geometrias e parâmetros que podem ser alterados a baixo custo, deixando para se fazer alterações de custo elevado somente quando todas as outras soluções não forem viáveis. Assim o modelamento do escoamento externo através dos tubos aletados, visando a obtenção de alterações no projeto dos mesmos, deve ser a última alternativa na otimização do problema. Este modelamento é realizado posteriormente, com a intenção de comparar os valores obtidos com os valores apresentados pelo algoritmo analítico utilizado anteriormente.

Durante o andamento deste trabalho, o código computacional Fluent expirou a licença da UFRGS, sendo que a mesma não foi renovada, tendo sido substituída pela aquisição da licença do software CFX. Assim a primeira parte do modelo é feita com os resultados obtidos nos cálculos realizados no Fluent. A análise do modelo em três dimensões, bem como a influência do vento externo e o modelamento dos tubos é feita já no software CFX. A fim de minimizar diferenças nos resultados, a malha utilizada em ambos os softwares é gerada sob as mesmas condições. Desta forma a malha utilizada no software CFX tem praticamente o mesmo tamanho nos elementos, sendo que a camada limite turbulenta e a região dos trocadores é realizada com os mesmo parâmetros, gerando assim volumes iguais para ambos os softwares.

### 5.1 Qualidade da malha

A fim de se obter uma solução estável, os códigos computacionais exigem uma determinada qualidade da malha do domínio discretizado. Para se resolver a turbulência junto à parede, a maioria dos códigos recomenda a existência de pelo menos oito nós dentro da região da camada limite. Com isso o tamanho dos volumes perto das paredes é muito pequeno, sendo outras regiões do domínio de ordens de grandeza muito superiores. Se todos os elementos do domínio forem da mesma ordem de tamanho dos elementos dentro da camada limite, melhor serão os resultados obtidos, mas maior será o tempo e esforço de processamento, a ponto de inviabilizar a simulação. Através de análise de escala, é possível avaliar o comprimento da camada limite em escoamentos, que resulta em

$$\frac{\delta}{x} = Re^{-\frac{1}{2}} \quad (80)$$

No intuito de diminuir o esforço computacional, os volumes tem tamanhos diferentes, sendo que a transição do menor volume para um volume maior adjacente deve obedecer determinadas regras. As mais importantes, e que valem para qualquer solver do mercado, são a razão de aspecto e o fator de crescimento. A razão de aspecto obriga que nenhum volume tenha a maior aresta com tamanho maior que o dobro da menor aresta, sendo o ideal não passar de faixa de 50% entre a maior e menor arestas de um volume. O fator de crescimento é uma extensão da regra da razão de aspecto. Ela exige que a partir de um volume qualquer, todos os volumes vizinhos que fazem fronteira com este volume não tenham um tamanho maior que 50% do tamanho deste volume central. Neste trabalho, o fator de crescimento utilizado em todas as malhas se encontra na faixa de 20% a 30%.

A fim de verificar a qualidade da malha gerada, os softwares possuem rotinas de suavização e otimização da malha. O padrão de qualidade para volumes triangulares e tetraédricos é determinado pela seguinte relação: Os triângulos que compõem o volume tetraédrico ou a malha triangular - 2D ou prismática - tem seu tamanho relacionado entre os raios das circunferências inscritas e circunscritas a este triângulo, e correlacionadas com um tamanho do triângulo ideal equilátero, conforme a fig. (5.1).

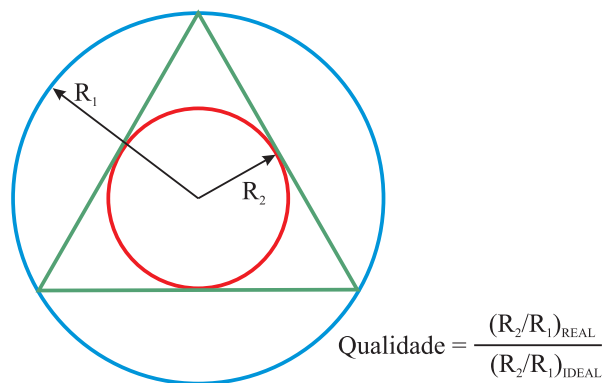


Figura 5.1: Qualidade de malha

Qualidade próxima de 1 indica elementos isotrópicos, e próximas de zero indica grandes distorções. Não é indicada a utilização de malhas com elementos de qualidade inferior a 0,2. A mesma analogia entre a circunferência inscrita e circunscrita é aplicada a elementos hexaédricos.

Outro critério a ser visto na malha é o ângulo mínimo entre as faces dos elementos, sendo que não é aconselhável ângulos inferiores a 25°. Normalmente os softwares destinados a gerar malhas, como o Gambit e Icem, possuem também outras rotinas de cálculo para determinar a qualidade geral da malha, como o determinante, razão de aspecto.

As malhas utilizadas no presente trabalho respeitam estes valores, com qualidades mínimas de 0,3 e mínimo ângulo de 27°.

## 5.2 Torre de resfriamento

A torre é modelada inicialmente em duas dimensões, utilizando o *software* Fluent, em um domínio axissimétrico. A região do feixe de tubos, correspondente ao trocador de calor, é substituída por uma região com um termo fonte de energia. A potência dissipada nesta região é dada para cada caso, segundo a tabela (3.4). A utilização deste domínio em duas dimensões, e axisimétrico, é válido somente para no caso onde não se considera a existência de vento externo à torre, isto é, a admissão do ar é causada unicamente pela convecção natural.

Uma vez que se busca a otimização do escoamento na torre, a utilização de um domínio de cálculo que compreenda somente o ar no interior da torre não é possível. Isto se deve ao fato de que um modelo somente do interior da torre necessitaria de um conhecimento prévio do perfil de velocidades na entrada da torre. Uma solução possível seria tratar a entrada como tendo uma condição de contorno de pressão prescrita, deixando o *solver* resolver o perfil de velocidades na entrada. Entretanto esta adoção implicaria na perda da informação do campo vetorial de velocidades correto na entrada, uma vez que esta condição de contorno implica em um vetor normal à superfície da entrada. Como a entrada é causada por uma pressão de sucção, pode-se prever que na parte superior da admissão, junto ao casco, a direção da velocidade do ar aponta para o solo. Este perfil influenciará na existência de recirculações no interior da torre e consequentemente na performance da mesma. Ao mesmo tempo este é um dos principais parâmetros possíveis de alteração no projeto aerodinâmico, em vista do baixo custo, e não causar a necessidade de modificações estruturais internas na torre.

Na fig. (5.2) mostra-se um esquema de como o *solver* interpretaria as condições de entrada. No lado esquerdo a condição de contorno na admissão é de pressão prescrita, com os vetores de velocidade perpendiculares ao plano da entrada. Na direita, o comportamento real dos vetores de velocidade na entrada.

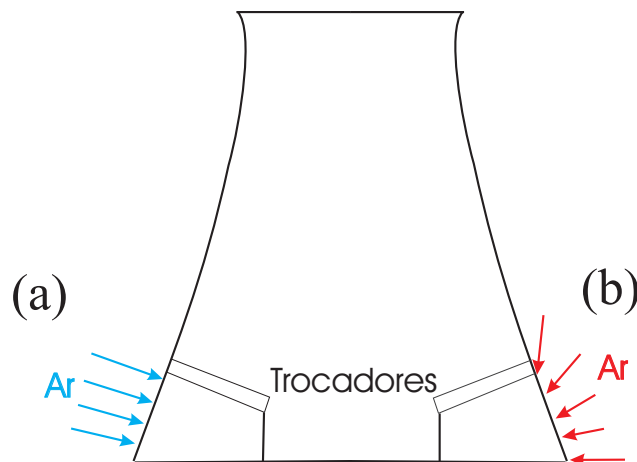


Figura 5.2: Possíveis condições de contorno na admissão da torre: (a) pressão prescrita (b) domínio estendido

Outro contorno importante é a descarga da torre. O modelamento com um domínio somente do interior da torre forçaria a adoção da condição de contorno na saída como sendo do tipo localmente parabólico. Esta condição impede a existência de fluxo reverso nesta fronteira, em vista de não se conhecer a temperatura de reentrada deste escoamento. A temperatura de reentrada é uma temperatura de mistura entre o ar que sai da torre e o ar ambiente externo, sendo que este escoamento é um importante fator no que se refere à performance da torre.

A fim de se calcular o perfil de velocidade correto na admissão e descarga da torre, o modelo computacional deve ser capaz de resolver a temperatura de mistura do ar na saída entre o ar proveniente da torre e o ar externo, bem como incluir o ar em volta da torre a fim de determinar o perfil de velocidade na admissão. Desta maneira é necessária a utilização de um domínio estendido, que compreenda uma porção de ar externo à torre. Esta porção deve ser grande o suficiente a fim de que a condição de contorno adotada nela não influencie o escoamento da torre, obtendo assim um escoamento realístico na região da entrada da torre, devido a pressão de sucção, assim como o desenvolvimento da pluma convectiva do escoamento na saída da torre.

No que se refere ao comprimento da altura do domínio, a fim de se ter um escoamento completamente desenvolvido para a pluma convectiva, segundo Bornoff & Mokhtarzadeh-Dehghan, 2001, é indicado uma altura entre 10 a 15 vezes a altura da torre. Entretanto isto é utilizado principalmente no que se refere às torres úmidas. A utilização de uma altura desta magnitude acarreta em uma malha muito pesada em vista das pequenas dimensões no interior da torre, região de interesse. Procurou-se então utilizar uma altura intermediária, que pudesse satisfazer um escoamento plenamente desenvolvido da pluma e ao mesmo tempo não sobrecarregasse a malha computacional.

Optou-se então pela adoção de um domínio com altura de quase dez vezes a altura da torre, e largura de oito a nove vezes o comprimento do raio médio da torre, sendo os valores corretos adotados de 1000 m de altura por 500 m de largura. As condições de contorno adotadas são de pressão prescrita nula na entrada e na saída, funcionando como uma condição de pressão distante do domínio. A malha gerada é uma malha híbrida com aproximadamente 300 mil elementos, tendo elementos hexaédricos na região dos trocadores de calor e próximas às paredes, e elementos tetraédricos no restante do domínio. A malha possui elementos hexaédricos junto às paredes a fim de calcular a camada limite turbulenta corretamente, tendo 19 nós dentro da mesma. Neste domínio, a região de entrada do ar na torre bem como a região onde ocorre a descarga não recebem nenhuma condição de contorno, fazendo parte do interior do domínio.

Para a simulação do sistema, as seguintes hipóteses foram adotadas:

- Escoamento em regime permanente.
- Domínio axissimétrico em duas dimensões.
- O ar é assumido como tendo propriedades constantes, utilizando a aproximação de Boussinesq apenas nas equações de momento.

- Escoamento desenvolvido por convecção natural pura, ou seja, ausência de vento externo.
- Trocadores modelados como termos fonte de calor.
- Perda de carga na passagem do ar através dos trocadores não é considerada.
- Contorno prescrito com pressão manométrica de 0 atm e temperatura de 20 °C, distante do domínio.

A utilização de uma pressão com valor prescrito de 0 atm distante do domínio força o *software* a calcular se existe fluxo mássico entrando ou saindo por esta fronteira. Com o aquecimento do ar no interior da torre há a formação de uma pluma convectiva. A ação da gravidade e de forças de empuxo decorrentes da diferença de densidade geram o momento e levam este fluxo de ar para fora do domínio na fronteira superior. O estabelecimento deste escoamento na saída é equilibrado com um escoamento na fronteira lateral, com um fluxo entrando no domínio.

Com o uso destas simplificações, divergências no escoamento interno à torre podem ocorrer ao se comparar com o escoamento real. A principal causa destas divergências residem na maneira como o trocador de calor é modelado. Na geometria real da torre, o trocador de calor é formado por deltas invertidos (fig. 3.2) dispostos lado a lado em colunas radiais (fig. 2.9) em dois anéis. Com esta disposição em ângulo de 45 ° no delta os tubos aletados não ficam diretamente um em cima dos outros como no caso de uma torre do tipo Hamon (fig. 2.8). Assim no escoamento real o ar não cruza os trocadores somente de baixo para cima, mas para os lados também, como esquematizado na fig. (5.3). Isto incorre em perda de carga no encontro do fluxo de ar proveniente de um delta com o delta adjacente. Na adoção de um domínio de cálculo axissimétrico há a perda desta informação.

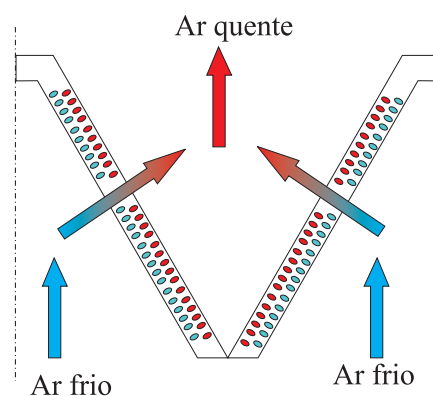


Figura 5.3: Fluxo de ar entre deltas adjacentes

Da mesma forma o fluxo de ar no escoamento real atravessa o trocador de calor fazendo contato com apenas 4 tubos, isto por que os tubos não estão dispostos um acima do outro mas em um ângulo de 45 °. No modelo em duas dimensões o ar atravessa a região dos trocadores recebendo calor continuamente, como se os tubos estivessem dispostos um acima do outro.

Outros fatores que causam perda de carga no escoamento e não são considerados no caso axissimétrico é a perda decorrente aos pilares em "X" que sustentam o casco, localizados na região da admissão, e a perda devido ao vão de passagem entre um delta e outro adjacente. Estes dois fatores provocam, além da perda de carga, alterações na geometria do escoamento interno.

Entretanto estas simplificações adotadas não inviabilizam os resultados do modelo axissimétrico. Um modelamento que leve em conta estas perdas de carga irá diferir deste modelamento adotado somente no módulo dos valores. A perda de informação na passagem do modelo 3D para o 2D só incorre em diferenças geométricas do escoamento após os trocadores. Uma vez que o propósito é a busca de um escoamento mais eficiente a custos mais baixos, as alterações possíveis de se propor, neste caso, envolvem modificações no escoamento antes do mesmo atravessar os trocadores ou de ser admitido na torre.

O critério de convergência é de um resíduo menor do que  $10^{-5}$  para todas as variáveis de interesse, sendo que a continuidade e a equação de energia chegaram a resíduos da ordem de  $10^{-7}$ . O esquema de interpolação utilizado é de segunda ordem *UpWind*, com acoplamento de pressão velocidade pelo método SIMPLE, sub-relaxada em 0,3.

Foi realizado um teste com o modelo de turbulência a uma equação de Spalart-Allmaras, entretanto a solução obtida é claramente não satisfatória, principalmente por não se chegar no critério de convergência pré-estabelecido, uma vez que a solução ficava oscilando, não diminuindo o resíduo. O primeiro modelo de turbulência a duas equações utilizado foi o  $\kappa - \varepsilon$  standard, chegando a resíduos aceitáveis. Depois o modelo  $\kappa - \varepsilon$  RNG. Este modelo apresentou uma melhor convergência, com resíduos mais baixos, sendo evidenciado pela diminuição do  $y^+$  junto à parede. Quando o resíduo apresentou um comportamento assintótico, mesmo mudando os valores de sub-relaxação, denotou a incapacidade do modelo de turbulência adotado em resolver a turbulência com o nível de convergência desejado ( $10^{-5}$ ). Partiu-se então para o modelo  $\kappa - \omega$ . Com este modelo atingiu-se o critério de convergência pré-estabelecido, não sendo necessário partir para modelos mais pesados.

O primeiro caso a ser resolvido foi o A, que é o de menor potência dissipada de todos os casos. Nos casos subsequentes o valor inicial de todas as variáveis é o resultado obtido do caso anterior, tendo somente a potência dissipada nos trocadores alterada. Assim não foi necessário voltar para modelos de turbulência como o  $\kappa - \varepsilon$  nas primeiras iterações, uma vez que o campo de velocidades é praticamente o mesmo, só diferindo na intensidade dos vetores e não em sua orientação. Esta mostrou-se uma boa prática, evidenciada pelo número de iterações necessárias até se obter a convergência, sempre menor do que o número de iterações realizadas no primeiro caso, onde o campo inicial é estimado e igual para todos os pontos do domínio.

O software permite que após a convergência o domínio seja rotacionado e espelhado, para fins de visualização. Esta ferramenta é muito útil na visualização de problemas com eixos de simetria, onde o domínio de cálculo é menor que o domínio real decorrente da substituição do domínio simétrico pelo plano de simetria. Os resultados aqui apresentados utilizam esta facilidade.

Na fig. (5.4) é mostrado o domínio de cálculo completo do problema, utilizado no Fluent.

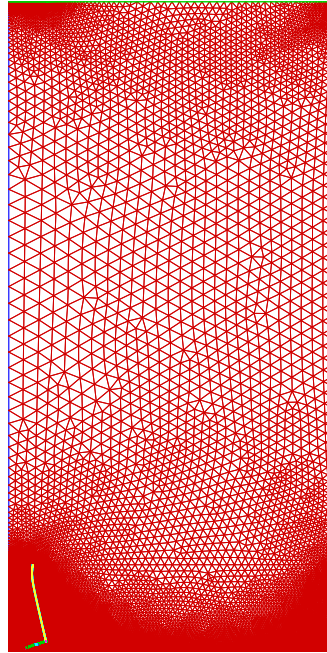


Figura 5.4: Malha utilizada - Domínio completo

Nota-se nas proximidades do solo, da torre e da saída a alta concentração de elementos. Nestas regiões os elementos são pequenos demais para serem distinguidos com o zoom utilizado. Nas figuras (5.5) e (5.6) são apresentados detalhes da malha junto à torre, com elementos tetraédricos ligados a elementos hexaédricos próximo às paredes (camada limite) assim como nos trocadores de calor.

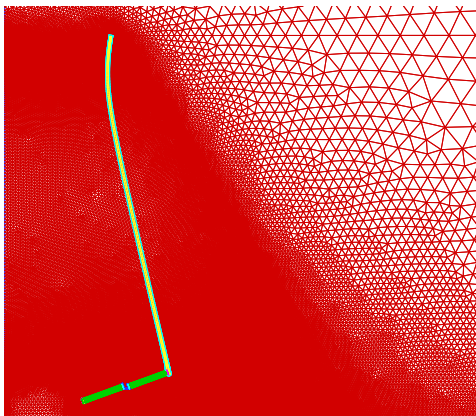


Figura 5.5: Malha - Proximidades da torre

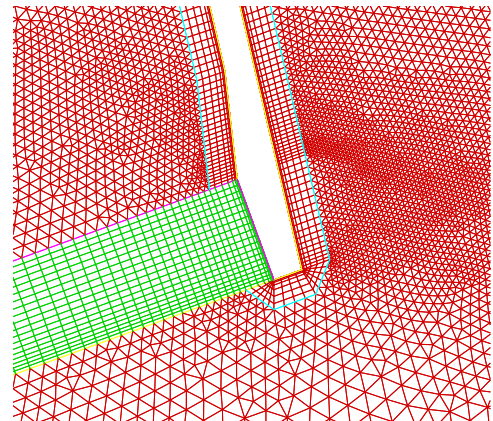


Figura 5.6: Malha - Elementos tetraédricos e hexaédricos

A discretização da torre é feita com um crescimento limitado à altura máxima de qualquer elemento em 50 cm, isto é, nenhum volume na torre possui uma altura maior do que este valor. A razão disto é de não se ter elementos muito distorcidos. Na camada limite a razão de aspecto do

volume é maior que dois, entretanto nesta situação não há falhas no solver nem divergências na solução.

Na fig. (5.7) é apresentado o campo de vetores na admissão da torre. Este campo é obtido na solução do problema, sendo que em todos o seu padrão é repetido, mudando a intensidade dos vetores. Por esta razão é apresentado sem valores nesta figura, a fim de não criar a relação com um caso específico. É possível identificar um problema que causa uma perda de eficiência na troca de calor da torre através deste campo vetorial. Este problema localiza-se na parte superior da entrada, base do casco junto ao trocador externo, onde os vetores estão orientados na direção do solo.

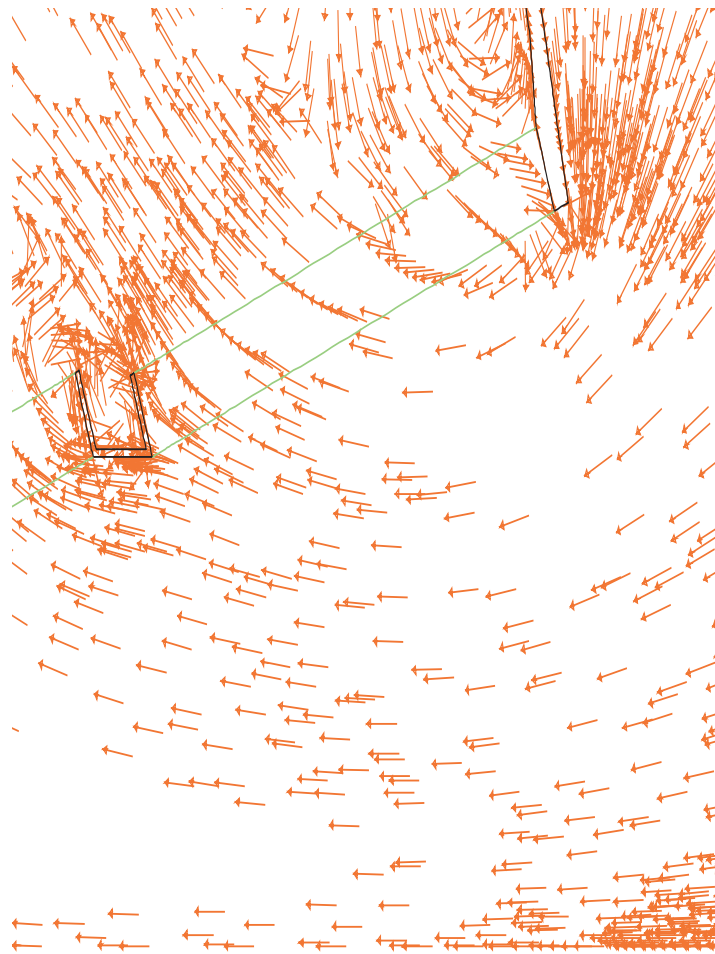


Figura 5.7: Padrão do campo vetorial de velocidade na admissão

No interior da torre, junto ao casco, pode-se ver a existência de uma recirculação. Esta recirculação é causada pela forma com que ocorre a admissão. O ar externo sucção na admissão é orientado na direção do solo, o escoamento principal no interior da torre é orientado na direção contrária. Desta maneira o ar proveniente do topo da admissão utiliza um espaço no plano horizontal para fazer a curvatura a fim de se ajustar segundo a orientação do escoamento principal. Mesmo considerando a dimensão de 1 m na base do casco, este espaço é ainda muito pequeno para realizar tal curvatura. Pode-se ver através desta figura que este ar, oriundo do topo da admissão, atravessa o trocador do anel externo aproximadamente a 5 m, contados a partir da junção entre este trocador e o casco. Assim a região do trocador onde não há fluxo de ar proveniente da admissão se



comporta como nos clássicos problemas de escoamento em degrau apresentando uma recirculação induzida. A causa principal disto é o aparecimento de uma zona de baixa pressão nesta região onde o ar sofre esta curvatura. Esta região de baixa pressão succiona a camada de ar acima do trocador. Esta recirculação interfere na performance da troca de calor uma vez que o ar atravessa duas vezes o trocador, podendo ceder energia de volta para o circuito de água em vista do mesmo estar a uma temperatura mais elevada. Esta situação se agrava com seu aumento da potência dissipada uma vez que este é refletido com um aumento de velocidade na admissão, criando assim uma depressão maior bem como um aumento no tamanho da zona de recirculação. A fim de melhorar a performance, a primeira providência deve ser a eliminação desta recirculação, isto pode ser feito através de uma saia externa.

### 5.2.1 Visualização dos resultados para o problema axissimétrico

O campo de velocidades no interior da torre, para o primeiro caso (tab. 3.4), é apresentado nas figs. (5.8) e (5.9), onde se nota claramente a região de recirculação acima do trocador de calor externo, bem como a existência de outras zonas de recirculação, uma junto à saia da torre, uma entre os trocadores internos e externos, devido ao anel de passagem entre eles.

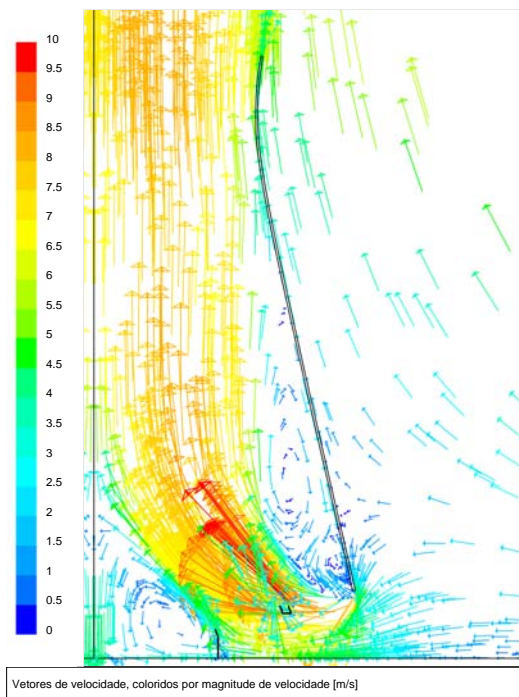


Figura 5.8: Torre de resfriamento - Vetores de velocidade - Caso A (tab. 3.4)

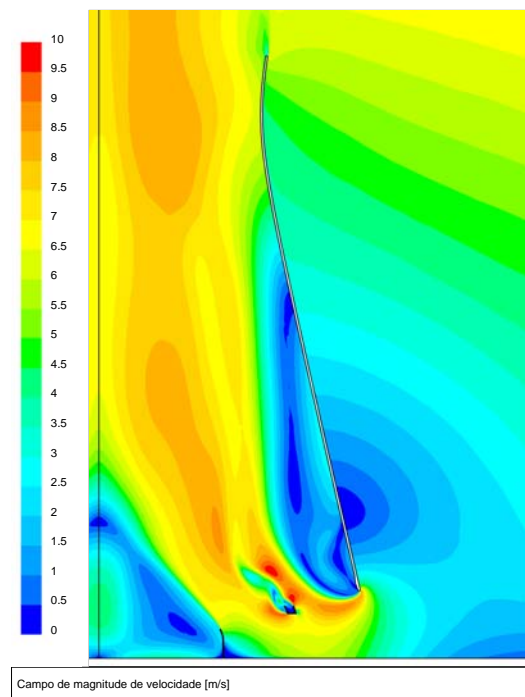


Figura 5.9: Torre de resfriamento - Campo de velocidade - Caso A (tab. 3.4)

Através da fig. (5.8) é possível verificar que o ar existente na região central da torre, interior à saia, não tem influência marcante no escoamento principal. Esta região de recirculação pode então ser eliminada, entretanto isto também não causará um aumento relevante na eficiência do escoamento principal. Evidencia-se também a existência de um escoamento induzido por cisalhamento no lado externo da torre.

Nota-se que com o aumento da potência dissipada há um aumento na velocidade do ar no domínio. Este comportamento é correto uma vez que o aumento da temperatura do ar, causado pelo aumento da potência dissipada, provoca uma maior diferença de densidade entre o ar interno e externo, criando assim forças de empuxo maiores nas equações de momento. Entretanto todas estas variações ocorrem apenas em módulo, isto é, não há mudanças geométricas no escoamento, mudando apenas a intensidade dos campos. Estas variações existentes nos campos de velocidade e temperatura não são sensíveis a fim de se necessitar uma análise visual de cada caso.

Nas figs. (5.10) e (5.11) apresenta-se o campo de velocidades para o caso  $F$  (tab. 3.4). Salienta-se que neste caso a potência dissipada é maior que o valor nominal de projeto da torre. Uma vez que o método computacional é consistente não importa se o valor da potência dissipada é possível de ser obtido ou não. Como o modelo não enxerga o circuito de água ele não pode informar se este valor de potência ocorre ou não, o sistema é resolvido com a potência informada, seja ela real ou não.

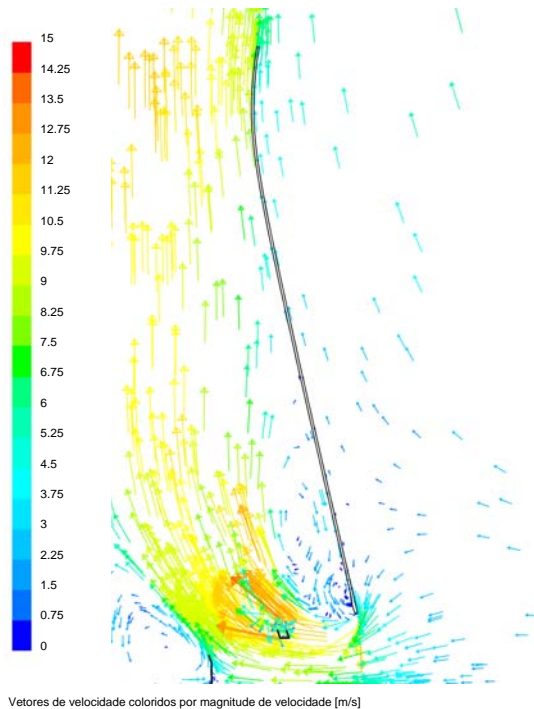


Figura 5.10: Torre de resfriamento - Vetores de velocidade - Caso  $F$  (tab. 3.4)

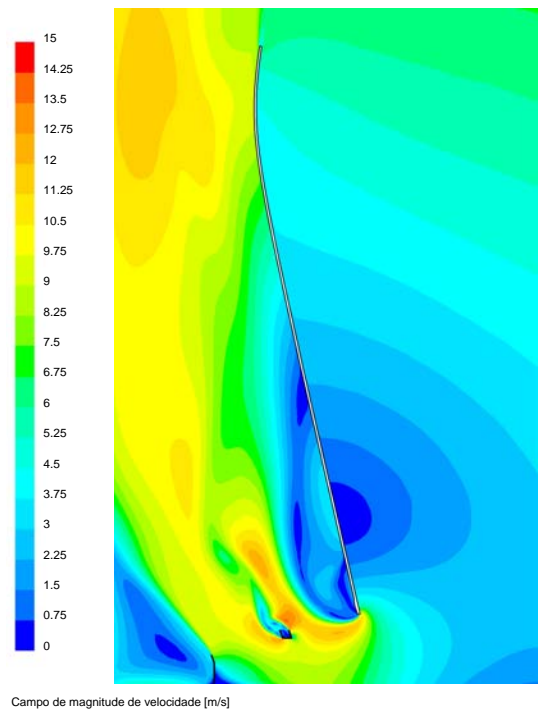


Figura 5.11: Torre de resfriamento - Campo de velocidade - Caso  $F$  (tab. 3.4)

A velocidade máxima do escoamento ocorre entre o trocador do anel externo e a parede do anel que separa os trocadores, em todos os casos simulados. No caso  $A$ , com a menor potência dissipada de todos os casos, este valor de velocidade é da ordem de 10 m/s, no caso  $F$ , este valor é de 15 m/s.

O campo de temperaturas no interior da torre para os casos *A* e *F*, são apresentados respectivamente, pelas figs. (5.12) e (5.13).

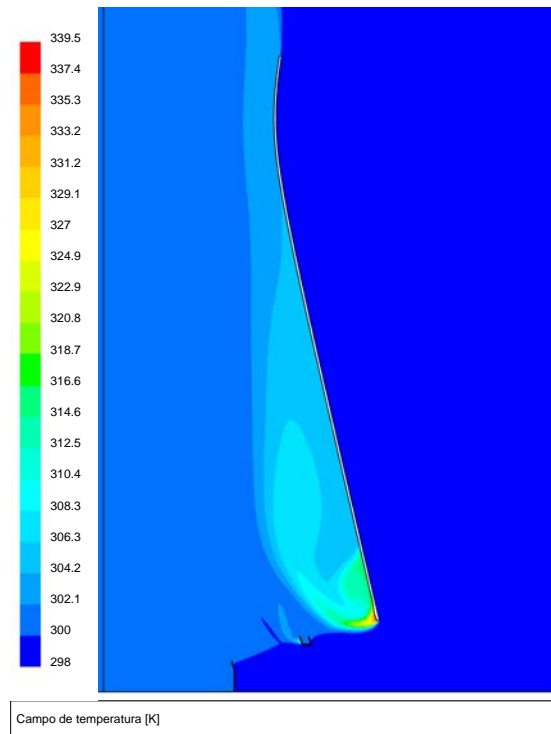


Figura 5.12: Torre de resfriamento - Campo de temperatura - Caso A (tab. 3.4)

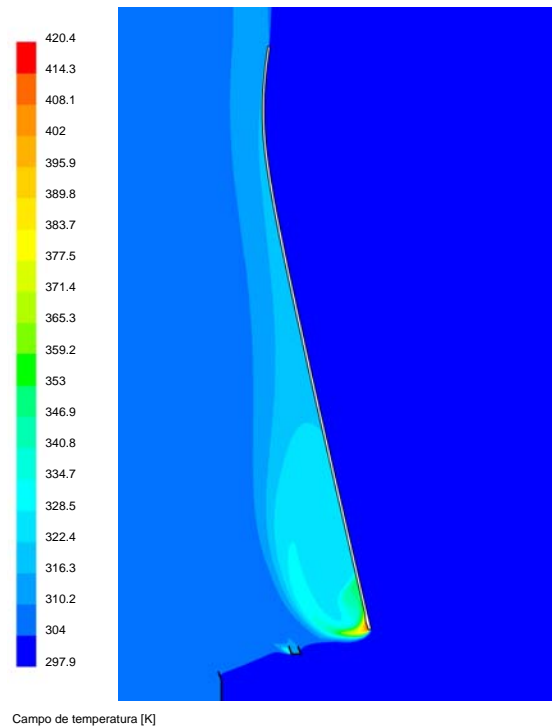


Figura 5.13: Torre de resfriamento - Campo de temperatura - Caso *F* (tab. 3.4)

Nota-se a formação de um ponto quente no interior da torre, localizado no trocador de calor do anel externo. Este ponto é decorrente da recirculação existente nesta região, e representa uma perda de performance na transferência de calor. Como é de se esperar, no caso *F* a temperatura do ponto quente é a maior de todos os casos, estando na ordem de 150 °C.

Como foi mencionado nas hipóteses simplificativas adotadas este valor pode divergir do valor de temperatura existente no escoamento real. A causa deste valor tão elevado é decorrente do fato de ser uma região de recirculação onde o ar é constantemente aquecido. Evidentemente em uma situação real a formação do ponto quente não chegará a valores nesta mesma ordem de grandeza pois estando o mesmo a uma temperatura superior a temperatura do escoamento interno de água, ele passa a transferir o calor para a água ao invés de receber mais energia.

Mesmo assim, no escoamento real existe a formação deste ponto quente bem como desta zona de recirculação nesta mesma região geométrica da torre de resfriamento. Sendo também os causadores da perda de performance do escoamento real na torre.

A viscosidade aparente, decorrente dos efeitos da turbulência, no interior da torre é apresentado na fig. (5.14).

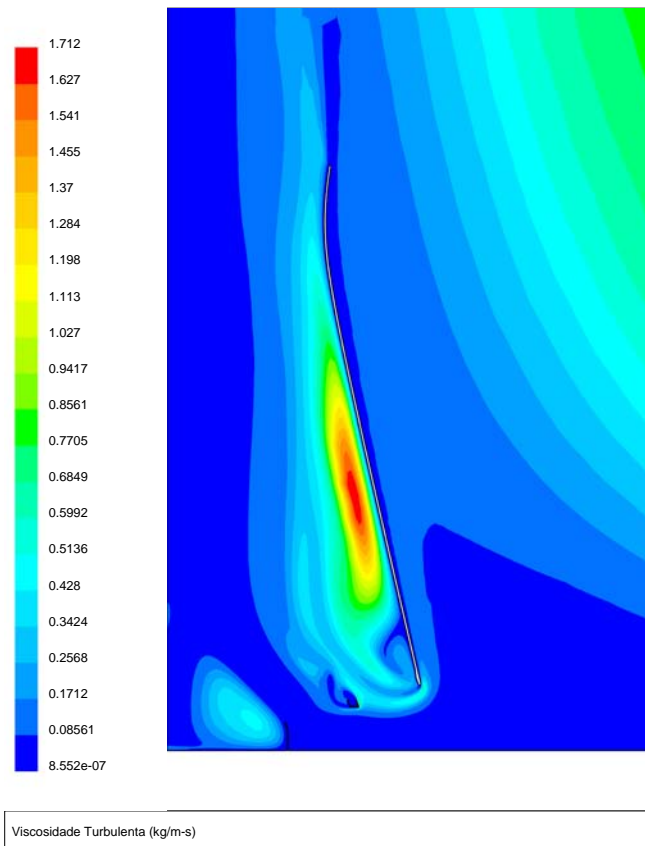


Figura 5.14: Torre de resfriamento - Viscosidade Turbulenta - Caso A (tab. 3.4)

Nota-se o efeito da recirculação sobre o escoamento, freando a ascensão da pluma convectiva.

### 5.2.2 Análise geral dos casos

Como mencionado anteriormente, a necessidade de se utilizar um domínio maior do que a torre reside no fato de não se conhecer o perfil de velocidades na entrada, bem como do erro ao se utilizar uma condição de contorno de pressão prescrita, onde se perderia a informação da direção do vetor de velocidade na entrada.

Através do pós processamento dos resultados pode-se determinar o perfil de velocidade na admissão, para qualquer caso. Tendo conhecimento do perfil de velocidades na entrada e na saída, bem como da temperatura média de mistura na saída da torre, pode-se fazer novas simulações de funcionamento, para casos não tratados anteriormente, em um domínio que compreenda somente o interior da torre. Diminui-se assim a carga de processamento, possibilitando o uso de malhas mais refinadas para estudos mais detalhados.

Na fig. (5.15) apresenta-se o perfil de velocidades do ar na admissão da torre. Nota-se que o perfil é o mesmo para todos os casos, mudando somente no módulo em função da potência dissipada.

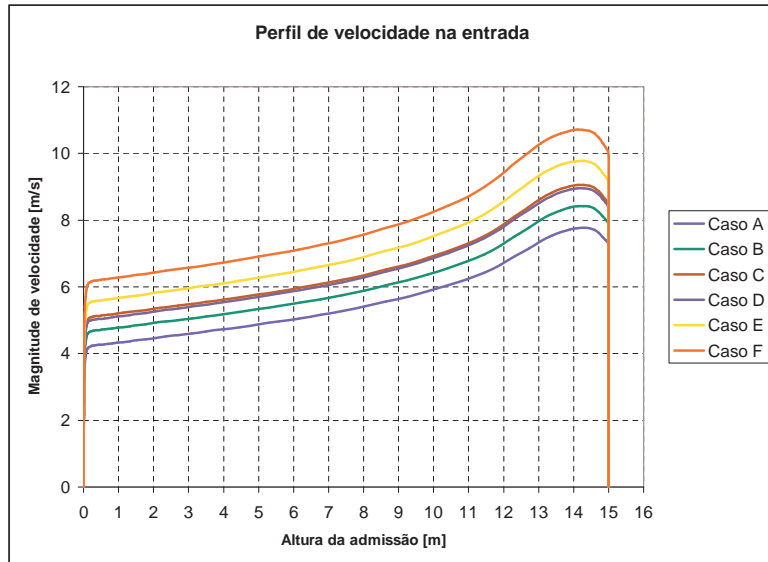


Figura 5.15: Torre de resfriamento - Perfil de velocidades na admissão

Os casos *C* e *D* possuem praticamente os mesmos valores, o que é de se esperar, uma vez que a diferença nos valores de potência dissipada é muito pequena entre eles. Na fig. (5.16) apresenta-se o perfil de velocidades na descarga da torre.

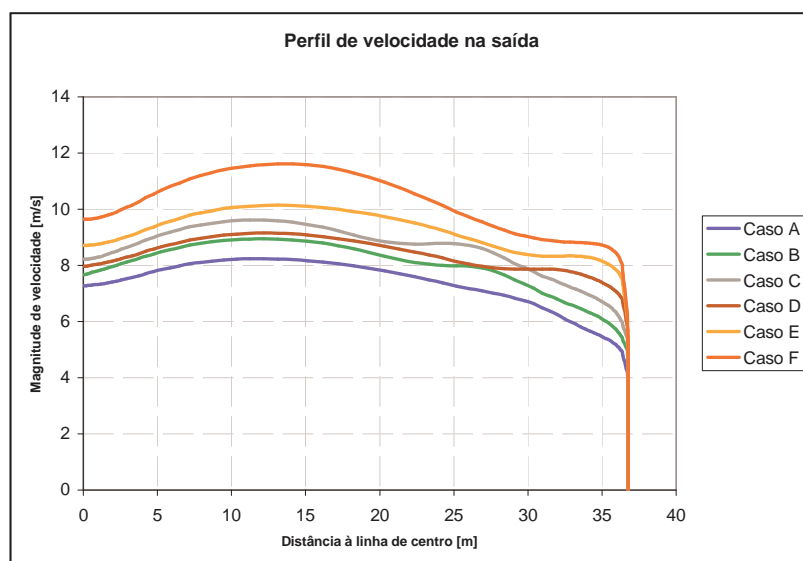


Figura 5.16: Torre de resfriamento - Perfil de velocidades na descarga

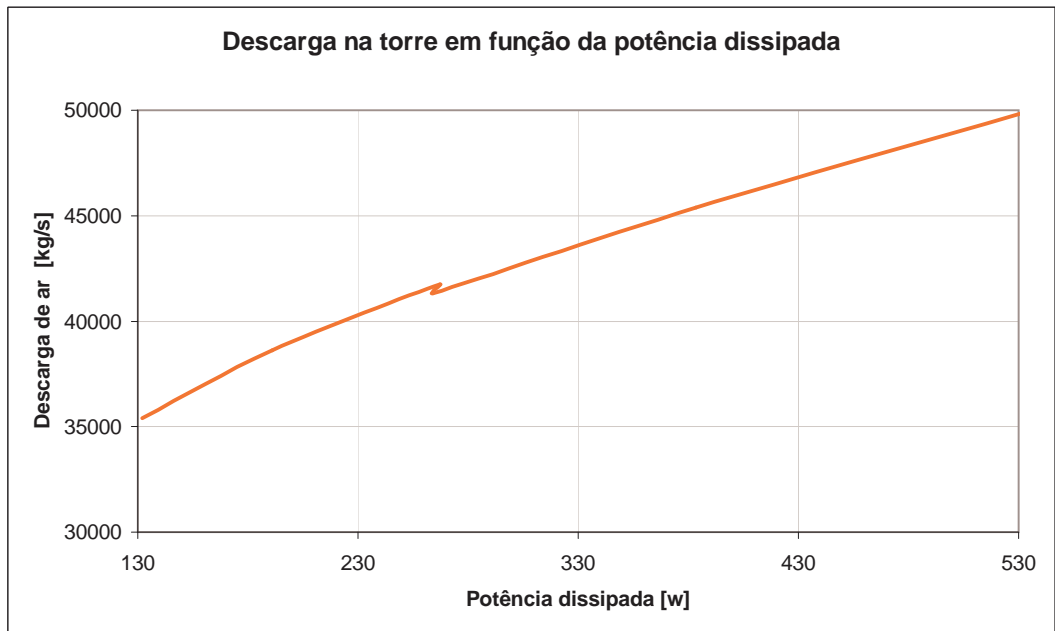


Figura 5.17: Torre de resfriamento - Descarga em função da potência

Na tab. (5.1) apresentam-se alguns resultados importantes da simulação dos casos. A velocidade média na coluna 2 é tomada na entrada dos trocadores de calor. Na coluna 3 tem-se a média da temperatura de mistura na saída dos trocadores de calor. A coluna 4 é média da temperatura de mistura na descarga da torre, e a coluna 5 a vazão mássica na descarga.

Tabela 5.1: Resultados de simulação para  $T_a = 20\text{ }^\circ\text{C}$

Caso	$\bar{V}$ [m/s]	Temp. troc. [ $^\circ\text{C}$ ]	Temp. desc. [ $^\circ\text{C}$ ]	Vazão [kg/s]
A	5,73	33,4	28,5	35397
B	6,20	36,6	30,0	38605
C	6,68	39,8	31,5	41736
D	6,62	39,6	31,2	41316
E	7,29	43,5	33,3	45393
F	8,02	50,4	35,9	49943

A temperatura média na saída dos trocadores de calor é maior que na descarga da torre como é de se esperar, uma vez que ao sair do trocador há uma expansão volumétrica do ar, e com isso um resfriamento do mesmo. Outra causa é a difusão entre a temperatura do ar externo na altura da descarga com o ar proveniente da torre, sendo o valor desta temperatura na descarga a temperatura de mistura.

Através destes valores é possível determinar uma correlação entre a vazão mássica de ar na torre em função da potência dissipada.

$$\dot{m} = \begin{cases} 24896,438 + 1,4191367P_d - 2,8044167 \times 10^{-5}P_d^2 & 1 \text{ un. com } 267,1 \geq P_d \geq 132,1 \\ 29089,771 + 0,79667167P_d - 6,5236458 \times 10^{-6}P_d^2 & 2 \text{ un. com } 534,2 \geq P_d \geq 264,2 \end{cases} \quad (81)$$

Esta correlação é dada para valor de potência dissipada  $P_d$  em [MW], e fluxo mássico  $\dot{m}$  em [kg/s]. Com esta correlação é possível resolver o problema analítico da convecção para esta torre de resfriamento, obtendo valores mais realísticos. A convergência do modelamento analítico é mais rápida uma vez que esta correlação depende apenas da potência dissipada. A temperatura de saída do ar pode então ser calculada somente através da equação (7).

Visando alterações do funcionamento da torre que melhorem sua performance, a custos econômicos preferivelmente reduzidos, a principal alteração a ser proposta inicialmente é a redução da zona de recirculação existente acima do trocador de calor do anel externo. Uma forma de se visualizar a recirculação com mais facilidade é feita na fig. (5.18).

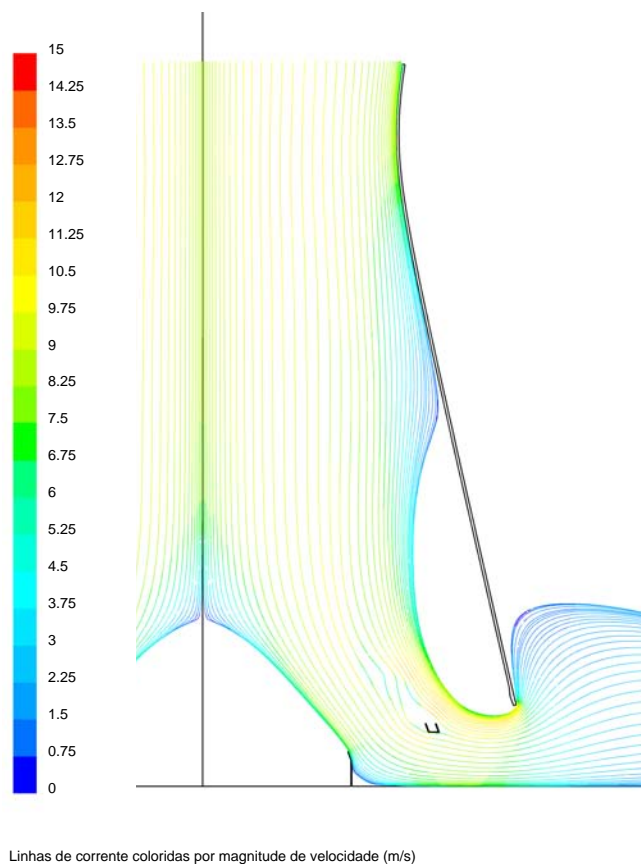


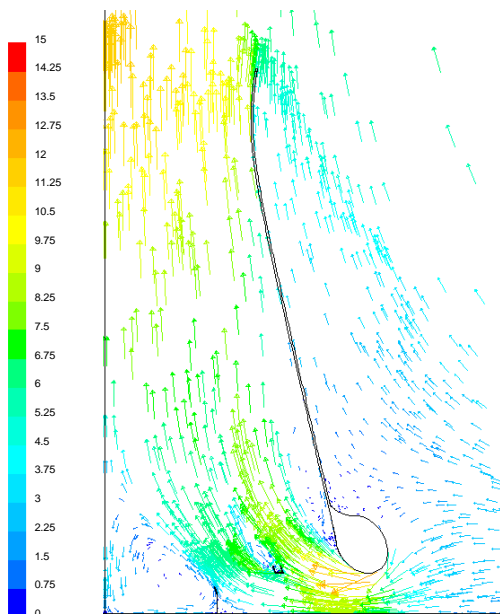
Figura 5.18: Torre de resfriamento - Recirculação no interior da torre



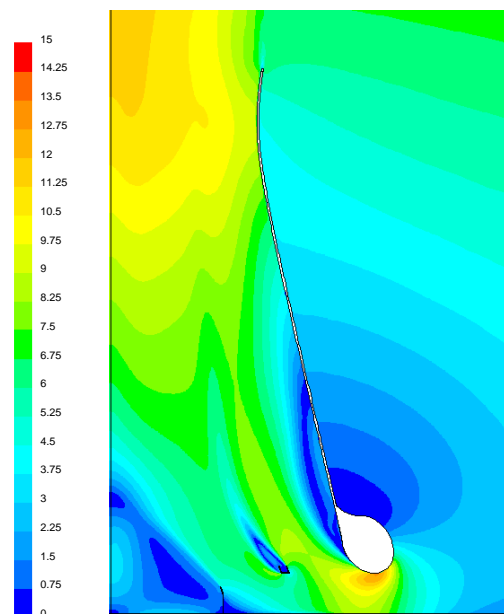
As linhas de corrente são traçadas somente pelas partículas que atravessam a região de admissão e posteriormente a região de descarga, isto é, é mostrado todo o escoamento que não recircula no interior da torre, sendo removido o escoamento que recircula. Desta maneira a zona de recirculação é evidenciada pela região em branco nesta figura, que corresponde à região do escoamento que suas partículas não passam nem pela zona de admissão nem pela zona de descarga. Este campo foi gerado pela análise do caso *E*, mas este comportamento do escoamento é um padrão global de todos os casos.

### 5.2.3 Solução proposta

A fim de evitar a recirculação analisou-se a proposta de correção aerodinâmica mostrada na fig. (5.19). Buscou-se o desenvolvimento de um perfil aerodinâmico de entrada com curvatura suficiente para corrigir a maior parte do escoamento no interior da torre. A simulação é realizada com um valor de potência dissipada igual ao do caso *E*. O campo de velocidades para este modelamento é apresentado nas figs. (5.19) e (5.20).



Vetores de velocidade coloridos por magnitude de velocidade (m/s)



Campo de magnitude de velocidade (m/s)

Figura 5.19: Torre de resfriamento - Vetores de velocidade - Solução proposta

Figura 5.20: Torre de resfriamento - Campo de velocidade - Solução proposta

É possível ver ainda a existência de uma recirculação acima do trocador, bem como a recirculação central, entretanto com intensidades muito menores. Há um aumento da velocidade média do escoamento, mesmo se comparando estes valores apresentados com um caso onde se tenha uma potência dissipada mais elevada como no caso *F* (figs. 5.10 e 5.11 e tab. 5.1).

A velocidade do escoamento no interior da torre aparenta estar mais bem distribuída, sem grandes gradientes entre uma região e outra. A diminuição da velocidade média do escoamento já é um fato que indica um escoamento mais eficiente.



Esta maior eficiência pode ser visualizada pela redução no módulo e geometria do ponto quente formado no trocador de calor do anel externo, conforme pode ser visto na fig. (5.21).

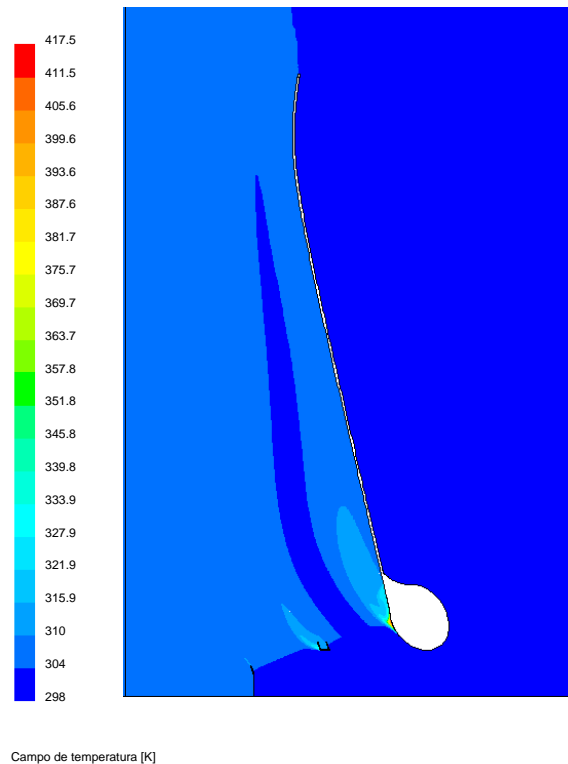


Figura 5.21: Torre de resfriamento - Campo de temperatura - Solução proposta

A temperatura deste ponto cai para um valor médio de 357 K, uma queda de aproximadamente 32 °C se comparada com o caso *E* (tab. 5.1). Na tab. (5.2) faz-se uma comparação dos resultados do escoamento para o caso *E* e a solução apresentada, onde se torna mais evidente o ganho de performance da torre.

Tabela 5.2: Comparação de resultados

	Caso <i>E</i>	Solução proposta
$\bar{V}$ [m/s]	7,29	6,29
Temp. troc. [°C]	43,5	36,5
Temp. desc. [°C]	33,3	32,1
Vazão [kg/s]	45393	49097

#### 5.2.4 Comentários do modelamento, simulação e resultados

A simulação da turbulência é sempre uma tarefa árdua. A convergência nem sempre é alcançada, necessitando alterações de modelos de turbulência, bem como adaptação de malha e outras técnicas

de refino. Escoamentos na presença de paredes devem sempre ser tratados com cuidado na simulação de escoamentos turbulentos. Devido à lei da parede, muitos problemas ocorrem na transição da subcamada viscosa para o escoamento turbulento livre, sendo o tratamento da malha junto à parede o principal fator de divergências na solução.

O critério utilizado para determinar o comportamento do escoamento dentro da camada limite é a análise do  $y^+$ , apresentado na fig. (5.22).

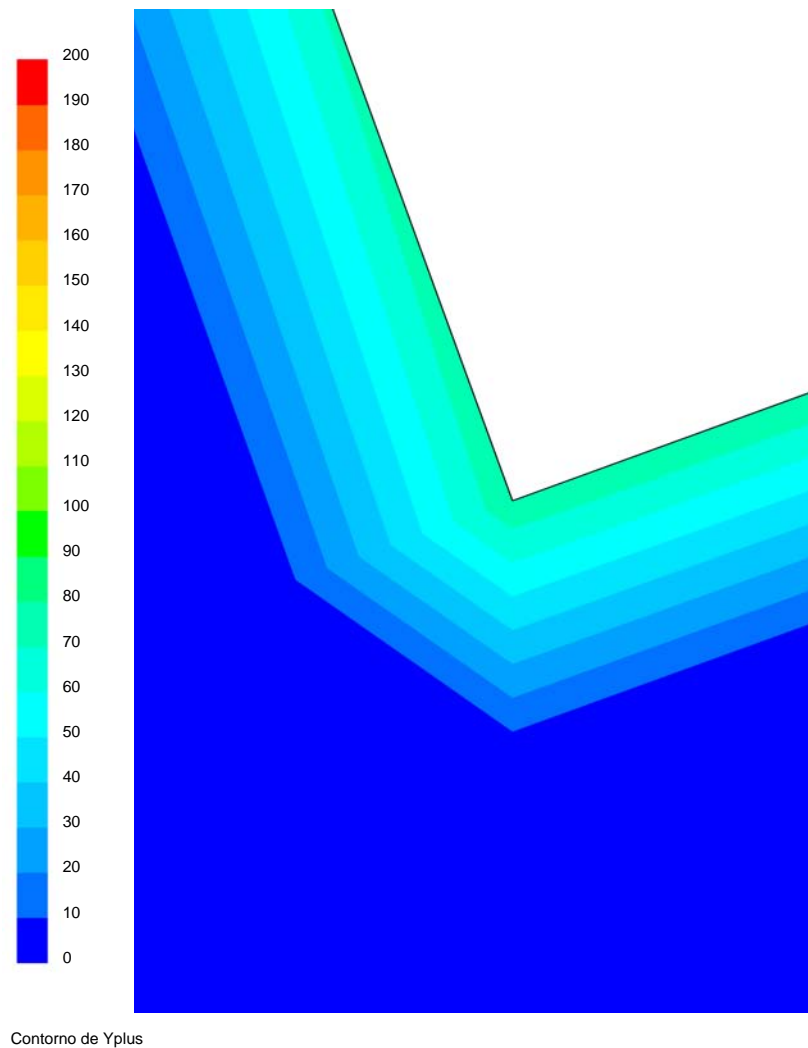


Figura 5.22: Torre de resfriamento -  $y^+$

Valores na faixa de 20 a 300 são considerados aceitáveis como solução junto à parede. Pode-se observar na região inferior do casco junto ao trocador externo que os valores estão dentro desta faixa, sendo que em todas as paredes do domínio os valores foram semelhantes a este.

As simplificações adotadas inicialmente não invalidam os resultados do modelo  $2D$ . A solução proposta para o problema da grande recirculação verificada pela análise do caso  $2D$  é solução também ao se considerar um caso  $3D$ , sem as simplificações adotadas. Isso ocorre tendo em

vista que a solução viável é corrigir o escoamento antes do mesmo entrar na torre. Assim, as divergências geométricas entre os casos  $2D$  e  $3D$  são irrelevantes, uma vez que a solução é feita antes da ocorrência das mesmas.

Para soluções numéricas mais detalhadas é necessário uma modelagem mais precisa das geometrias dos trocadores, direções e intensidade do vento externo, etc. Entretanto o esforço computacional, em tempo de processamento e requisitos de máquinas, necessários para estas malhas mais complexas impossibilita tais modelamentos. Mesmo considerando viável um modelamento destes, a solução obtida com o mesmo provavelmente será dependente do caso analisado, não servindo então como uma solução geral para qualquer estado de funcionamento da torre.

### 5.2.5 Solução com presença de vento externo

O uso de um modelo com um domínio tão grande na altura do escoamento é útil no estudo da pluma convectiva, principalmente para o caso de torres úmidas, onde se faz análise da queda da pluma, dispersão de contaminantes e efeitos de inversões térmicas. No caso de torres secas, mesmo considerando a umidade relativa do ar ambiente, as alterações provocadas pela pluma não são tão sensíveis. Assim o estudo do efeito de vento externo sobre a torre seca é feito somente pela visualização do escoamento interno e externo à torre, e não sobre a pluma convectiva e dispersões.

A análise do vento externo com a utilização de uma geometria  $2D$  axissimétrica não é possível, uma vez que o solver interpretaria a condição de contorno como vento vindo de todas as direções e convergindo no eixo de simetria. É necessário então a adoção de um modelo  $3D$ . A convergência da turbulência em modelos  $3D$  é muito mais árdua que em modelos  $2D$ , uma vez que se aumenta o número de graus de liberdade do modelo. A fim de facilitar esta modelagem, maiores simplificações devem ser adotadas.

Entre as simplificações possíveis, destaca-se a utilização de um plano de simetria, alinhado com o escoamento principal, e que passa pelo centro geométrico da torre. Desta maneira reduz-se o domínio de estudo pela metade, conforme pode ser visto na fig. (5.23).

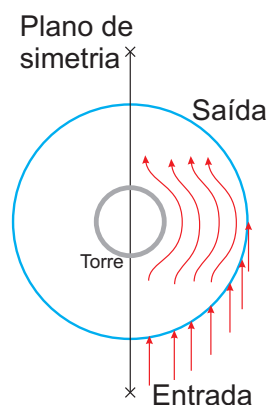


Figura 5.23: Domínio de estudos para o vento externo

A região de entrada compreende um gomo de  $90^\circ$  a partir do plano de simetria, e a região de saída outro gomo de  $90^\circ$ .

Uma vez que a condição de contorno passa a ser a de velocidade prescrita, o domínio de estudo pode ser reduzido em comparação com o modelamento realizado com a condição de contorno de pressão prescrita, pois o escoamento já é admitido como sendo completamente desenvolvido na entrada. Entretanto o domínio ainda precisa contemplar uma região vazia distante da torre, pois o casco da torre atua como um anteparo ao escoamento principal, impelindo o vento em uma direção lateral à direção do escoamento principal.

Como o estudo da pluma convectiva não é o alvo do modelamento, a altura do domínio pode ser extremamente reduzida. Entretanto é necessário poder prever o caso de haver readmissão do ar que sai pela descarga, decorrente do vento externo. Desta maneira o domínio modelado compreende um semi-cilindro com raio de 200 m e altura de 200 m, conforme pode ser visto na fig. (5.24).

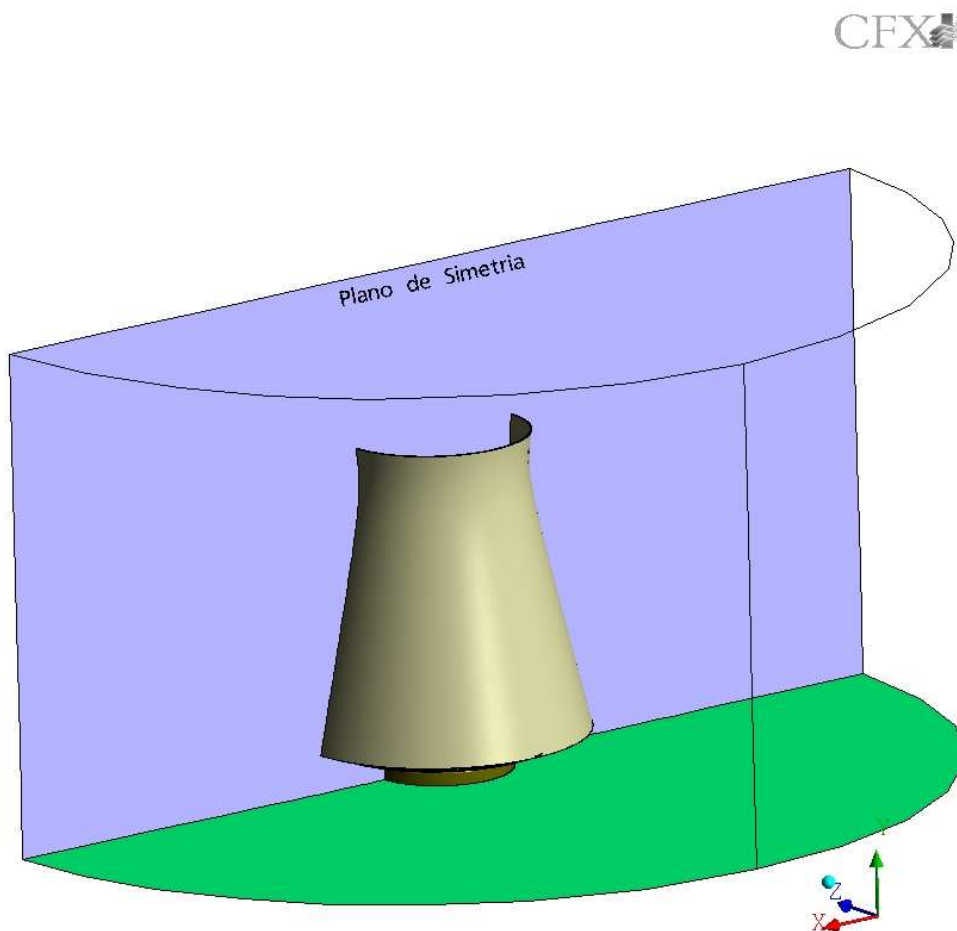


Figura 5.24: Domínio de estudos para o vento externo

A base do domínio recebe a condição de contorno de parede, naturalmente por se tratar do próprio chão. Já na parte superior há duas condições de contorno possíveis: tratá-la como uma parede deslissante ou como sendo aberta e localmente parabólica. O uso de uma condição tipo parede deslissante simplifica o processamento, entretanto impede o desenvolvimento do escoamento secundário na direção vertical, proveniente da torre. Assim esta fronteira recebe a condição de contorno, igual à da saída na lateral do semi-cilindro, como sendo aberta e localmente parabólica.

Buscou-se utilizar inicialmente os mesmos parâmetros de geração de malha adotados pelo software *Gambit* na geração da malha axissimétrica. Entretanto uma malha 3D com densidade semelhante à utilizada no caso 2D não foi possível, devido a insuficiência dos recursos computacionais disponíveis. Desta maneira a discretização para este modelo é menos refinada que a utilizada no modelo axissimétrico. Entretanto possui um número de elementos muito superior à anterior, devido à adição de mais uma dimensão no problema. Embora não possua o mesmo refino, a razão de aspecto, o fator de crescimento e a qualidade dos elementos foram deixados dentro dos valores aceitáveis para a simulação. A malha final possui aproximadamente 1190000 volumes.

Sistemas operacionais de 32 bits são limitados em 2 *Gbytes* na alocação de memória física. O software *Cfx* utiliza variáveis de dupla precisão de 16 *bytes*. Assim, considerando que para cada volume tem-se 3 equações de movimento, 1 equação de energia, 1 equação de pressão e 2 equações para a turbulência, que totalizam 7 equações por volume, a memória necessária apenas levando em conta as variáveis de dupla precisão é de aproximadamente 140 *Mbytes*. Ressalta-se ainda que o *Cfx* utiliza uma matriz de inteiros para indexação dos elementos da malha, e outras matrizes e variáveis necessárias para a simulação. Uma vez que a memória física do sistema é utilizada pelo sistema operacional, drivers e outros além do programa de simulação, este número de elementos da malha já se encontra no limite utilizando 100% da memória disponível e necessitando utilizar o recurso de paginação, sendo indicado o uso de processadores paralelos ou sistemas de 64 *bytes* para malhas mais refinadas.

As hipóteses para a simulação deste modelo são semelhantes às utilizadas na solução do modelo axissimétrico:

- Escoamento em regime permanente.
- O ar não é tratado como gás ideal, tendo propriedades constantes, utilizando a aproximação de Boussinesq nas equações de momento.
- Escoamento desenvolvido por convecção natural e vento externo.
- Trocadores modelados com termo fonte de energia fixo para todas as condições de vento.
- Perda de carga na passagem do ar através dos trocadores não é considerada.
- Temperatura prescrita do ar na região de entrada de 20 °C.
- Intensidade de turbulência de 5% na entrada.

Para o problema de turbulência utilizou-se o modelo  $\kappa - \varepsilon$ , o esquema de interpolação é advecção de alta ordem. Utilizou-se somente uma condição de operação da torre, sendo a potência dissipada do caso *E* (tab. 3.4), para todas as condições de vento calculadas. A velocidade do vento é dada pelo valor médio de cada força de vento da Escala *Beaufort*. As forças utilizadas estão na tab. (5.3) com os respectivos valores de velocidade utilizados.

Tabela 5.3: Velocidade do vento simulado

Força	Velocidade [m/s]
2	3
6	12
9	24

As forças 0 e 1 da escala não são simuladas por se entender que a influência deste tipo de vento é mínima na eficiência da torre, sendo o escoamento principal não o vento externo mas o gerado pela convecção natural. Assim o resultado para este valor de escala deve ser similar ao caso axissimétrico. Valores de vento para força 10 e superiores não foram simulados por se admitir que nestas condições adversas o funcionamento da planta já está comprometido por outros fatores.

A topologia do terreno, bem como outros fatores tais como prédios e instalações da planta ao redor da torre, não foram considerados no domínio, visando a simplificação do mesmo. Da mesma maneira não foram inseridos no modelo os pilares de sustentação da estrutura do casco, visto que influenciam pouco, e este modelamento aumentaria o número de elementos da malha, ultrapassando os limites dos recursos computacionais disponíveis. A fim de facilitar a visualização, dois planos horizontais foram utilizados, um na cota de 15 m de altura correspondente ao topo da admissão da torre, e outro na cota de 133 m correspondente a altura da descarga. Estes planos estão mostrados na fig. (5.25) com cores genéricas.

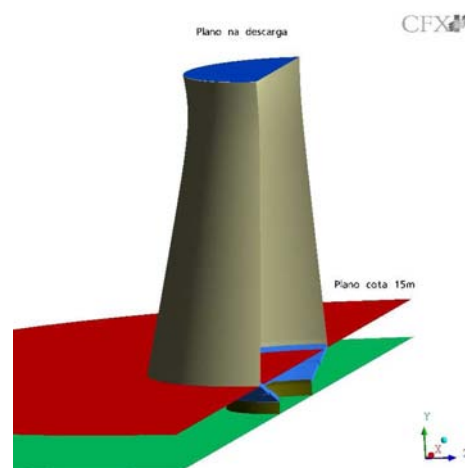


Figura 5.25: Planos de visualização utilizados

Na visualização dos resultados para as linhas de corrente o plano de simetria é espelhado a fim de facilitar a visualização do escoamento. A visualização das linhas de corrente é feita filtrando somente as que atravessam os trocadores de calor, este procedimento é adotado para os casos subsequentes. Na fig. (5.26) se apresenta as linhas de corrente para o escoamento com força de vento 2.

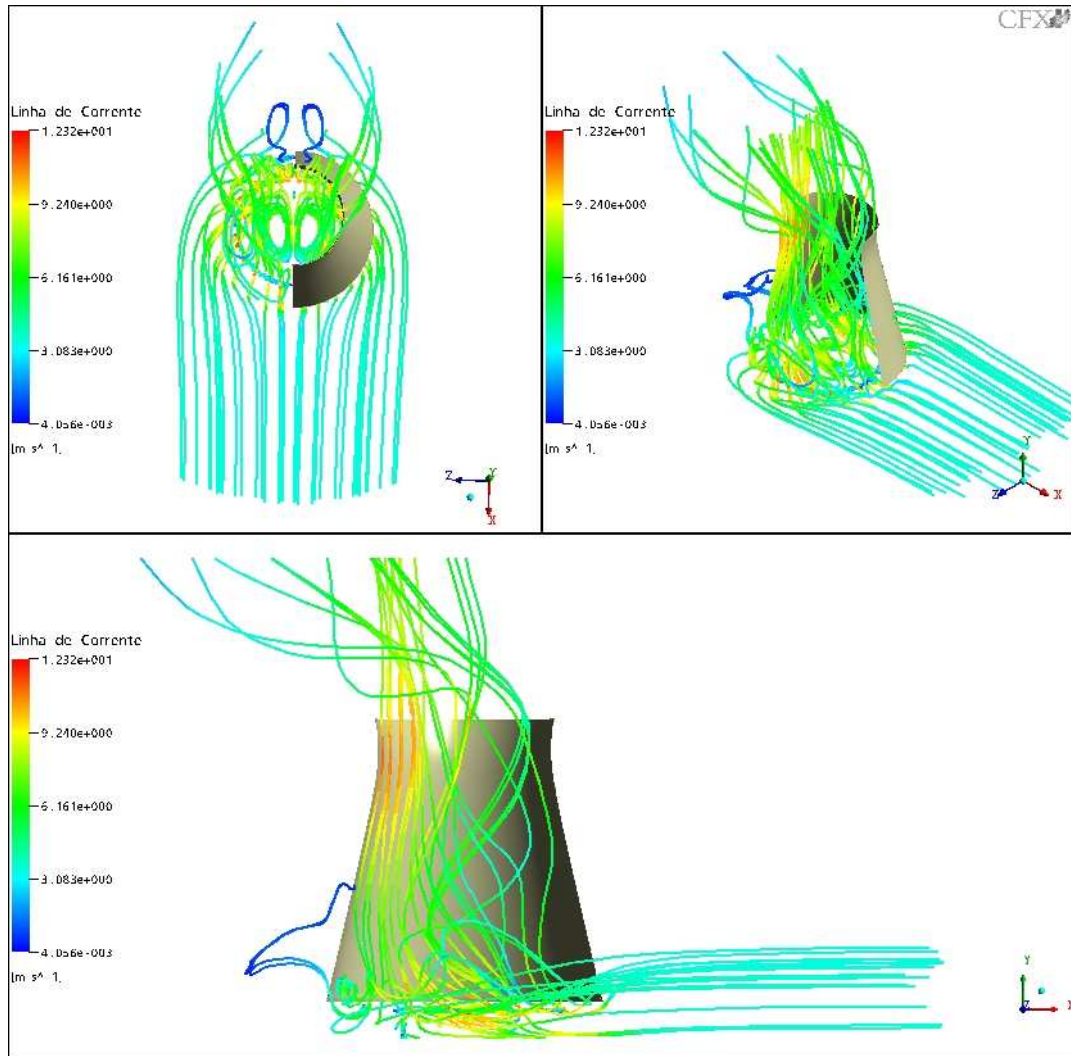


Figura 5.26: Linhas de corrente - vento força 2

É possível notar, principalmente pela vista superior, que correntes de ar além do diâmetro da torre são também succionadas a jusante do escoamento, passando pelos trocadores. Estas linhas sofrem uma curvatura, em relação ao escoamento principal, ao fazer este trajeto. Com isso há o aparecimento de um escoamento vortical em todo o interior da torre.

Para baixas velocidades de vento, existe uma admissão de ar a montante da torre. Este ar encontra-se inicialmente com velocidade de vento de 0 m/s, isto ocorre devido à existência de uma zona de baixa pressão e recirculação neste local, causada pelo efeito de anteparo do casco

ao escoamento principal do vento. O ar é admitido da mesma forma que na convecção natural pura, formando uma pluma vertical vista nesta figura. Nota-se que este jato não é vortical, sua velocidade é superior à velocidade do vento para esta força, e não possui componentes na direção do vento externo, ascendendo verticalmente. Este comportamento é melhor observado no plano de simetria pela visualização dos vetores de velocidade, apresentados na fig. (5.27)

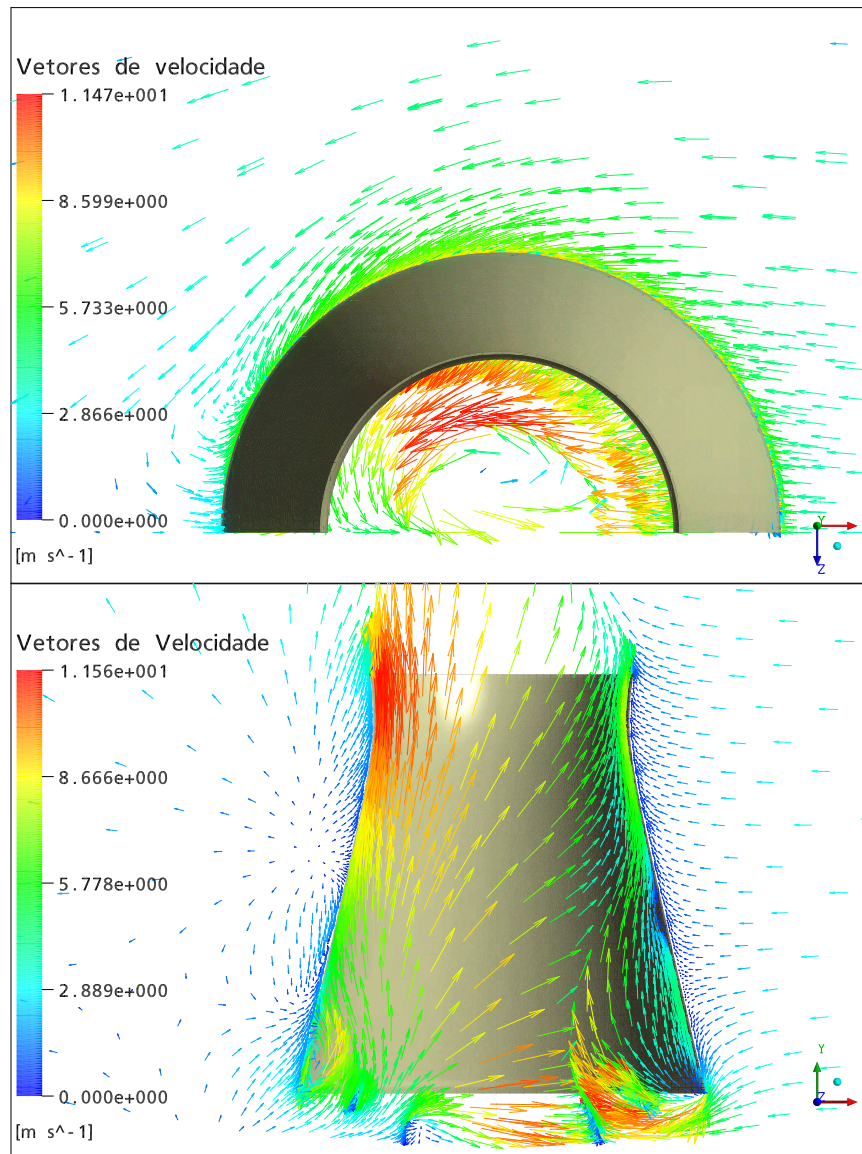


Figura 5.27: Vetores de velocidade - vento força 2

Nota-se pelo plano de simetria que no interior da torre o sentido horizontal do escoamento é contrário ao do vento. Isto ocorre devido ao fato que o escoamento que atravessa os trocadores a montante da torre não são freiados pela saia interna da torre. Em comparação com o caso axisimétrico, onde se tem a simulação com a ausência de vento externo, a maior diferença reside no fato de que a recirculação acima do trocador de calor do anel externo é menor. A causa disto reside na diferença da forma como se encontra o escoamento na admissão da torre.



Para esta força de vento, o funcionamento da torre assemelha-se ao caso axissimétrico, como mencionado anteriormente. No lado protegido do vento, devido ao fato do escoamento estar a uma velocidade maior e mais uniforme na admissão desta região, não existe a formação de um ponto quente, sendo a temperatura de mistura mais homogênea, conforme pode ser visto na fig. (5.28).

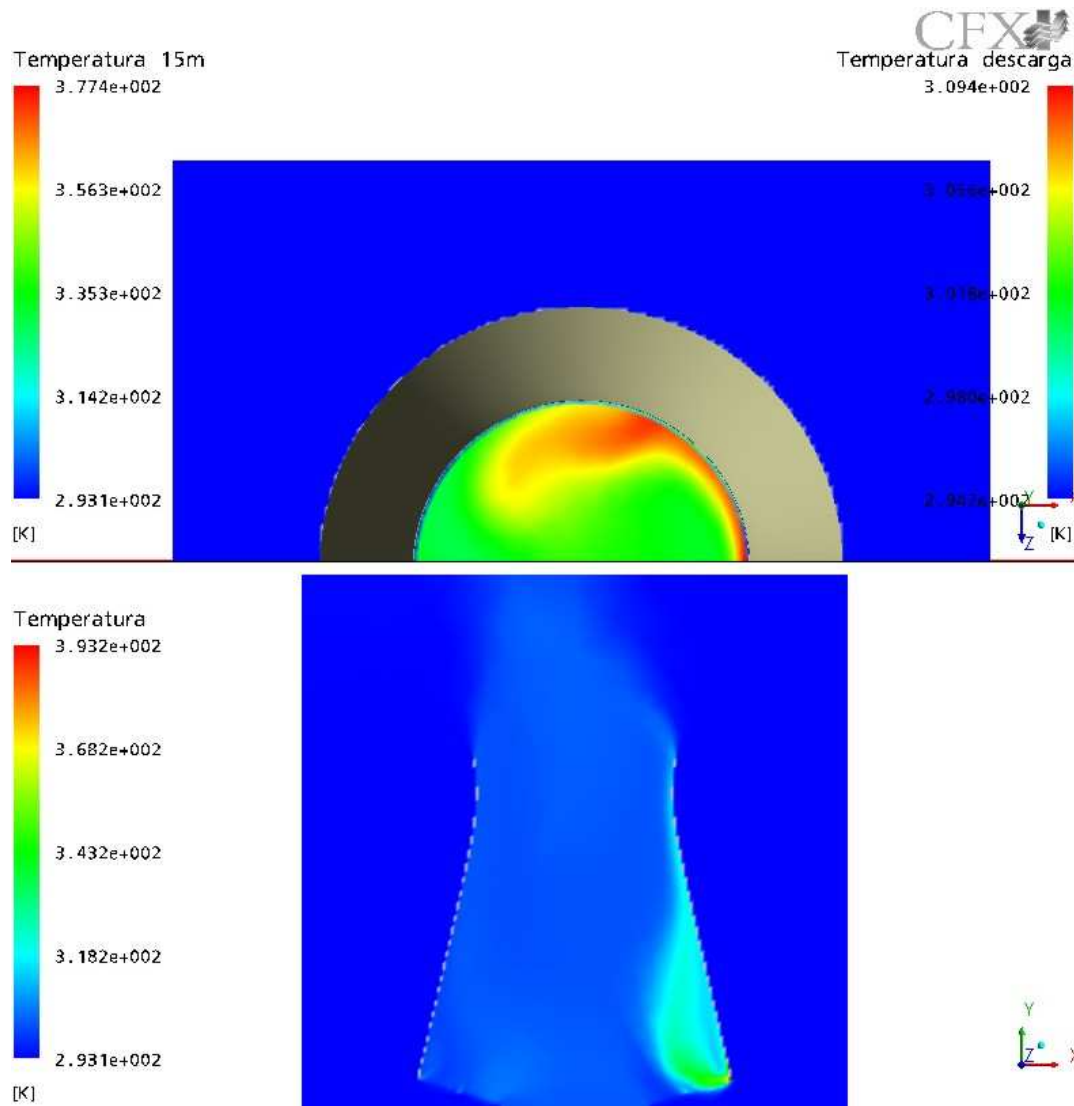


Figura 5.28: Campo de temperatura - vento força 2

Pelo plano de simetria constata-se a formação do ponto quente decorrente da grande recirculação. Pela visualização do plano na altura da descarga pode-se ver que as maiores temperaturas não se encontram na região do plano de simetria, mas equidistantes deste. Isto ocorre em decorrência do escoamento vortical encontrado no interior da torre atuando no sentido de criar uma mistura mais homogênea, que leva às altas temperaturas geradas pela recirculação para esta região.

Com o aumento da velocidade do vento, a largura do canal de vento que atravessa os trocadores tende a ficar com o mesmo diâmetro da torre. A recirculação acima do trocador do anel externo,

posicionado a jusante do centro da torre, torna-se maior com o aumento da velocidade do vento. No lado oposto a recirculação é menor, entretanto, a admissão neste ponto tende a diminuir com o aumento da velocidade do vento, conforme mostrado na fig. (5.29) com força de vento 6.

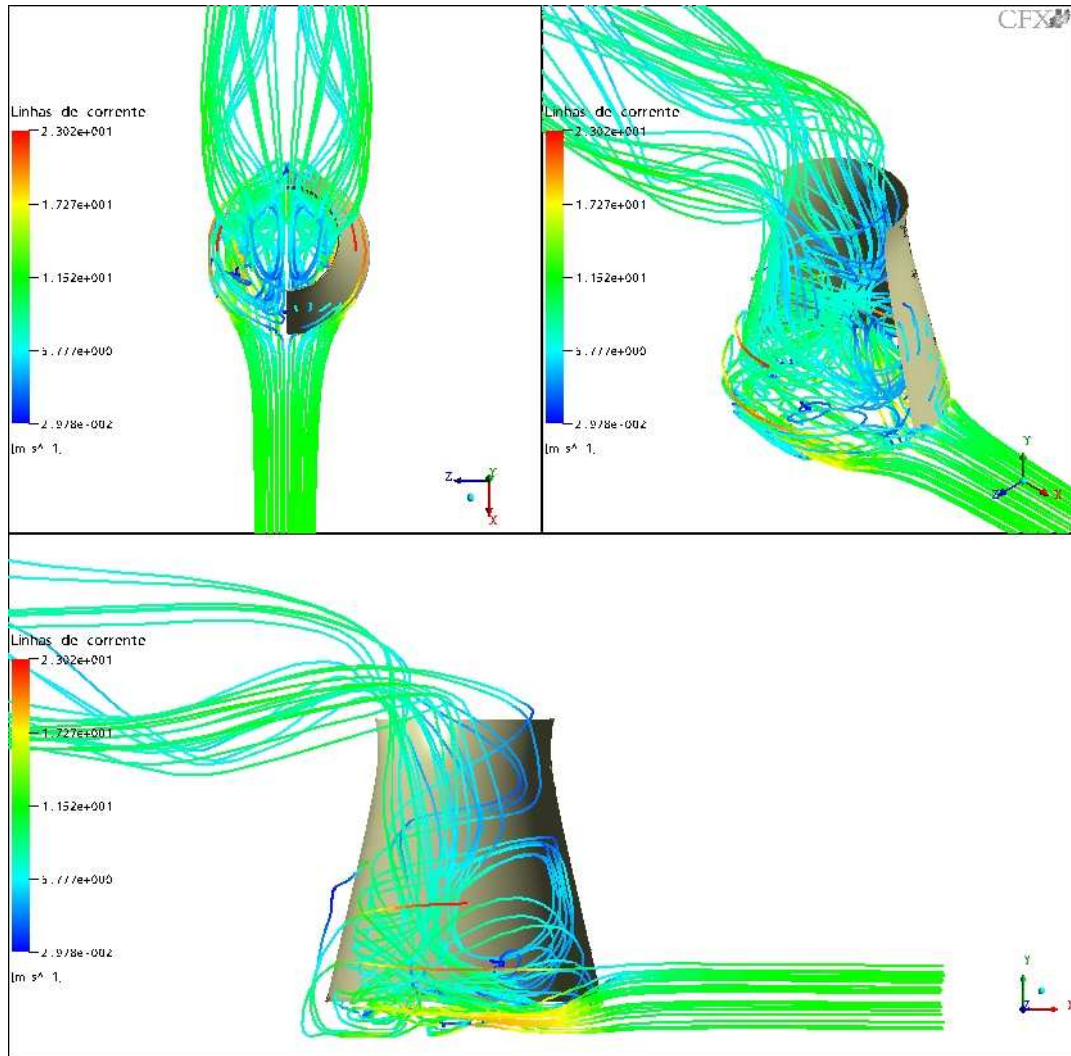


Figura 5.29: Linhas de corrente - vento força 6

Para esta força de vento, o ar na descarga da torre tem sua pluma convectiva carregada junto com o escoamento principal. É possível notar o crescimento e tridimensionalidade da recirculação acima do trocador do anel externo decorrente do escoamento vortical no interior. No caso onde não existe vento externo, o ar é aspirado para o interior da torre, e esta sucção age sobre grande parte do ar acima da região de admissão da torre. Na presença do vento, a descarga de ar por metro quadrado aumenta, suprimindo a necessidade de ar que alimenta a convecção natural. Os vetores de velocidade na admissão são praticamente paralelos ao nível do solo, diminuindo assim a zona de baixa pressão causada pelo efeito de curvatura do escoamento existente no caso axisimétrico.

O padrão da recirculação acima do trocador do anel externo não é o mesmo do caso axisimétrico. Observa-se que ela não é colada ao casco, e sim deslocada mais para o centro da torre.

Isto por que tanto o casco quanto a saia freiam o escoamento principal, enquanto que o ar admitido a jusante da torre não é freado, fazendo que este seja admitido a uma velocidade maior do que aquele à montante. Com isso o ar admitido na região protegida do vento se expande sobre a região acima dos trocadores que estão diretamente contra o vento, criando esta recirculação. Para velocidades de vento maiores observa-se a migração desta zona de recirculação para uma região mais central ainda da torre de resfriamento, conforme pode ser visto na fig. (5.30).

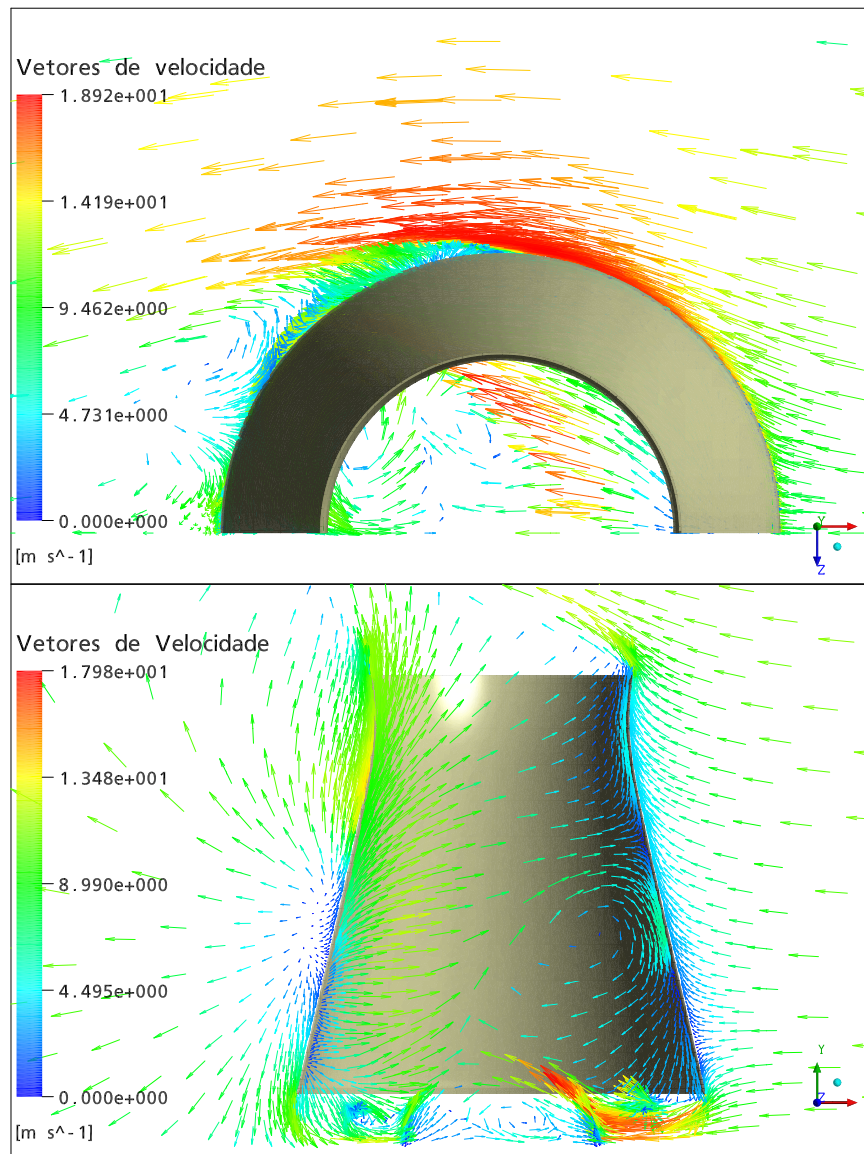


Figura 5.30: Vetores de velocidade - vento força 6

A velocidade do ar junto ao casco no interior da torre é mais homogênea, tanto na região a montante quanto na região a jusante. A eficiência da torre já é visivelmente reduzida, devido ao fato de que o fluxo de ar no trocador externo na região a montante é descendente, de dentro para fora da torre, sendo este ar readmitido pelo trocador do anel interno.

O decréscimo da eficiência da torre é já visto na força de vento 6 pelo campo de temperatura fig. (5.31). Onde no plano criado na cota de 15 m há temperaturas maiores que a temperatura do ar que entra no domínio, evidenciando a existência de um fluxo de ar saindo pela região de admissão da torre.

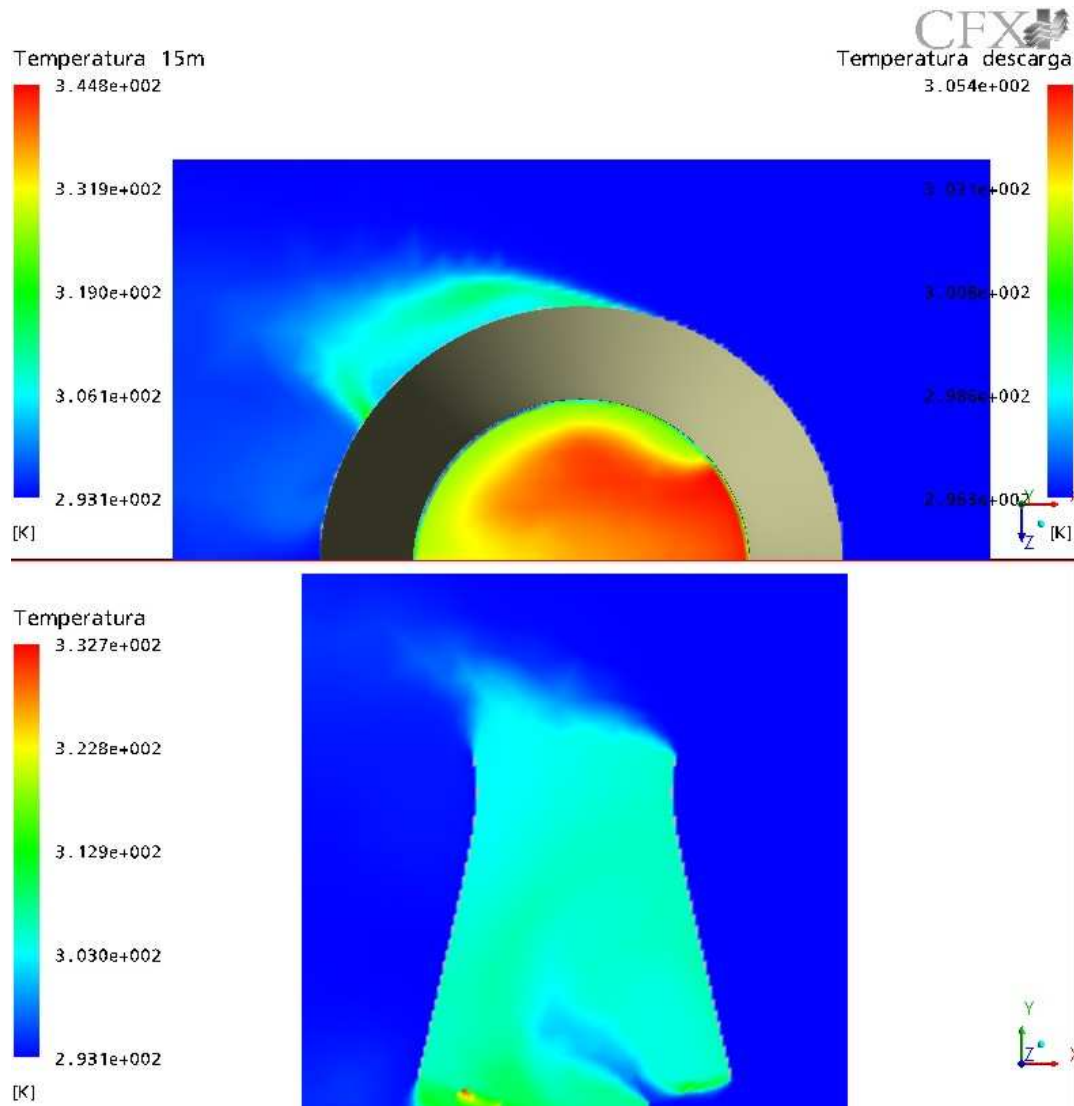


Figura 5.31: Campo de temperatura - vento força 6

Verifica-se através do plano de simetria uma região aquecida abaixo dos trocadores de calor. Estas temperaturas mais altas são decorrentes de fluxo de ar atravessando os trocadores de calor de dentro para fora da torre nesta região.

Outra grande diferença entre os casos com vento externo e o caso axissimétrico é a participação da zona central da torre, abaixo da altura da saída, no escoamento interno, deixando de ser apenas uma zona de recirculação. Da mesma maneira, a formação do ponto quente no trocador de calor do anel externo, nos casos com vento, deixa de ser vertical junto à parede passando para a base deste trocador de calor, devido ao escoamento estar de dentro para fora da torre.



Com o aumento da força do vento a eficiência da torre apresenta uma queda relevante, uma vez que o ar deixa de sair pela parte superior da torre e passa a sair também pela base a jusante do vento. Esta situação só se agrava, tendo já em força 9 grande parte do escoamento saindo pela base da torre, conforme pode ser observado na fig. (5.32). Neste tipo de situação a inércia do escoamento externo é maior do que as forças de empuxo no trocador de calor, fazendo com que o fluxo de calor se inverta nesta região.

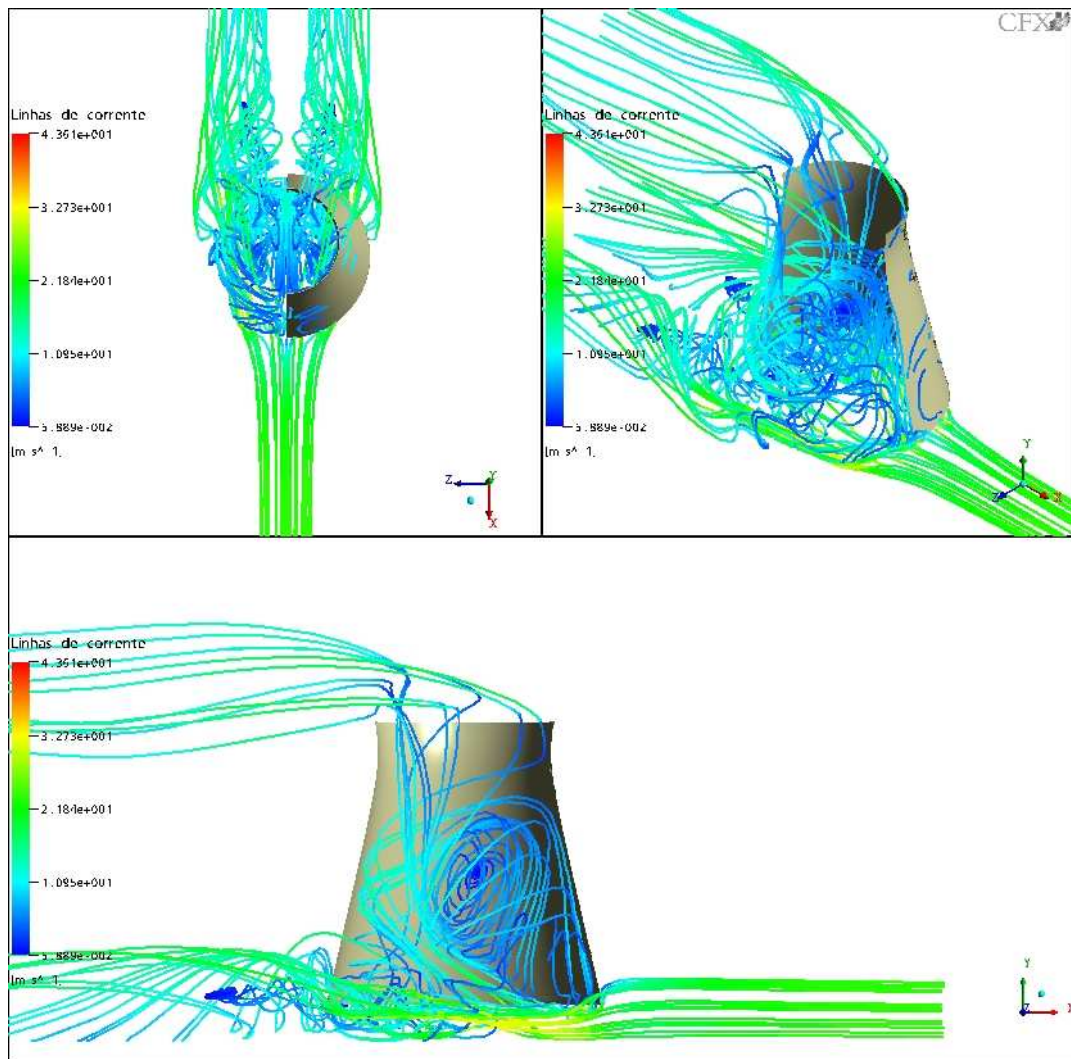


Figura 5.32: Linhas de corrente - vento força 9

Observa-se que praticamente todo o interior da torre é composto de ar recirculando, sendo então a pior configuração do escoamento. O termo eficiência nesta análise é medido com respeito ao funcionamento da torre como uma chaminé, e não com respeito à troca de calor em si.

A zona de recirculação é localizada na parte central da torre, como mostra a fig. (5.33). Esta é a pior situação das forças de vento simuladas.

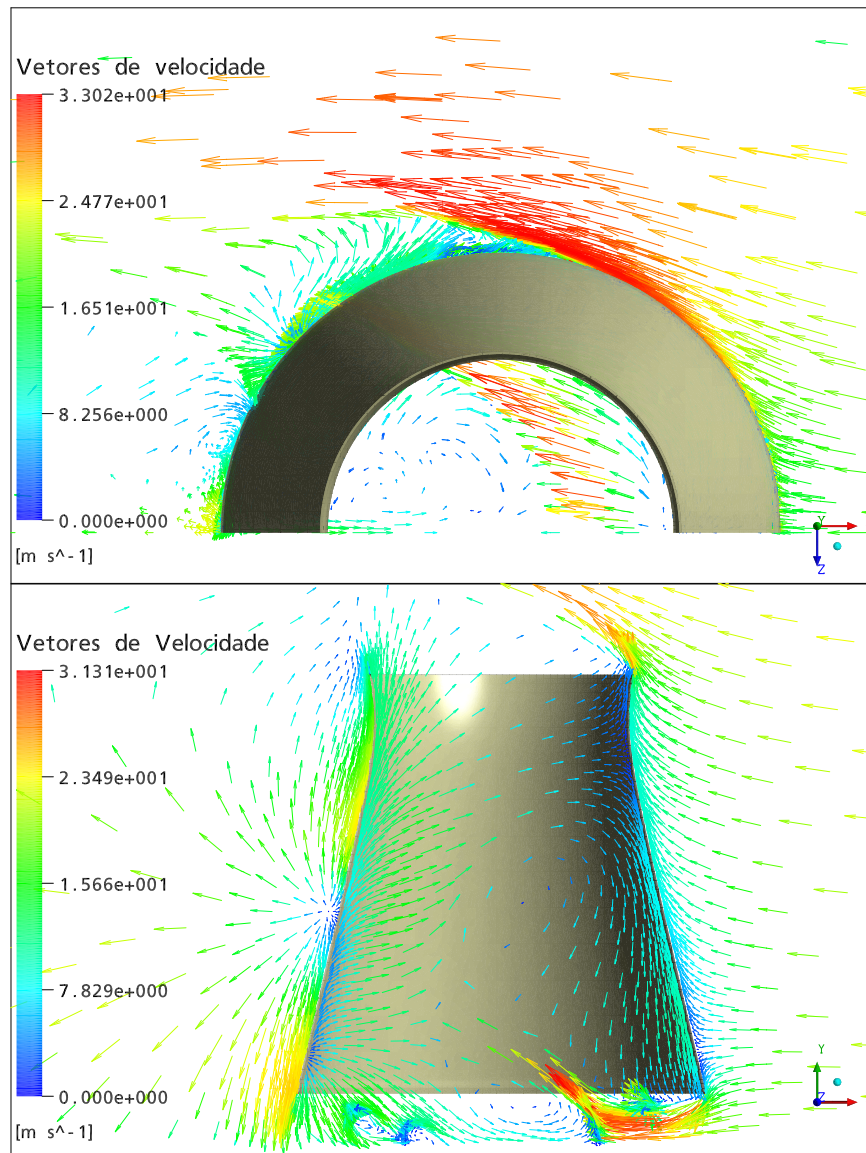


Figura 5.33: Vetores de velocidade - vento força 9

Observa-se o efeito da saia como um anteparo ao vento a montante, criando um campo de altas velocidades nesta região. Com isso o torçador do anel externo a montante não exerce função nenhuma no resfriamento da água. O ar que circula sobre ele é todo composto pela recirculação interna da torre, reduzindo assim a eficiência da troca de calor.

Pela observação do campo de temperatura fig. (5.34) pode-se ver o efeito da saída de ar na zona de admissão a jusante.

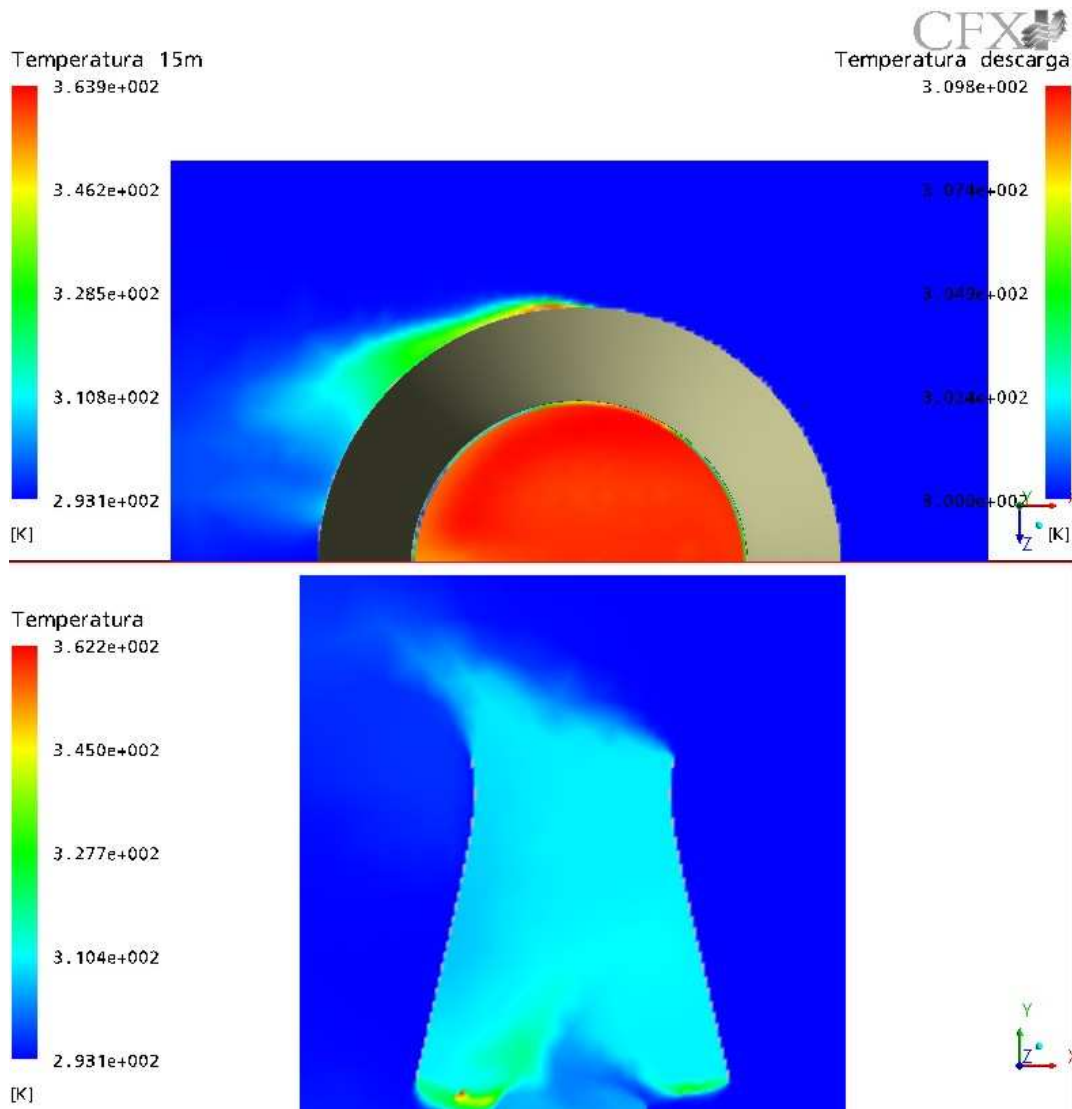


Figura 5.34: Campo de temperatura - vento força 9

Os resultados para o escoamento na descarga da torre são apresentados na tab. (5.4).

Tabela 5.4: Resultados na descarga da torre

Força	Temp. [°C]	Velocidade [m/s]	Vazão mássica [kg/s]
2	30,0	6,97	33362
6	36,1	4,18	17240
9	36,7	4,33	16068

Nota-se uma clara diminuição da eficiência aerodinâmica da torre ao se comparar os valores de descarga obtidos com os valores apresentados para o caso axissimétrico. Esta eficiência é medida

com relação ao funcionamento da torre como uma chaminé, ou seja pelo desenvolvimento do escoamento interno na torre, e comparando com os valores do caso axissimétrico.

Para saber com certeza a influência do vento externo sobre a troca de calor na torre, para uma determinada potência dissipada específica, a fim de determinar a eficiência hidrodinâmica e térmica do escoamento, é necessário o modelamento computacional do circuito de água na mesma malha. Este tipo de modelamento só é possível em domínios segregados, fazendo uma malha para as grandes dimensões e uma para as pequenas dimensões, tendo em vista a diferença de várias ordens de grandeza entre as maiores e menores geometrias.

### 5.3 Trocador de Calor - Tubos Aletados

A simulação da convecção natural sobre a geometria dos tubos aletados, utilizando como comprimento do escoamento a espessura do delta não representa corretamente o fenômeno, isto por que as velocidades convergem para valores quase nulos, dando a aparência de uma solução puramente condutiva. A força motriz da convecção natural é a diferença de temperatura entre o ar no interior e exterior da torre, em toda sua altura de descarga. Desta maneira, para se modelar o escoamento através dos tubos aletados, é necessário utilizar um perfil de velocidades prescrito na entrada deste modelo. Utiliza-se como velocidade do escoamento no trocador de calor a velocidade média na sua superfície, convergida pelo modelo axissimétrico, apresentada na tab. (5.1), e correspondente ao caso *E* (tab. 3.4).

O domínio de cálculo é apresentado na fig. (5.35), com detalhes da malha na superfície inferior.

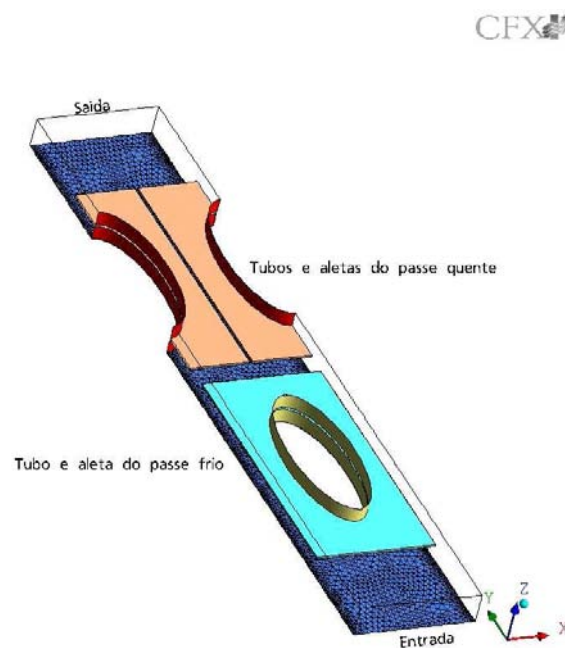


Figura 5.35: Trocador de Calor - Domínio de cálculo



Da impossibilidade de se modelar todos os 15 m da tubulação, devido ao tamanho da malha resultante, utilizou-se somente um corte que compreende metade da distância entre as aletas. Assim a superfície inferior e superior são modeladas como planos de simetria, e as superfícies laterais, correspondentes às outras fileiras de tubos, recebem a condição de periódico.

Esta malha tem tantos elementos quanto a malha utilizada no problema 3D com vento externo, com aproximadamente 1300000 elementos.

Os tubos e aletas são modelados como paredes com temperatura prescrita, sendo que a temperatura da aleta é fixada 2 °C abaixo da temperatura do tubo correspondente. As temperaturas utilizadas são os valores obtidos no modelamento analítico do trocador de calor, constando na tab. (4.1) para o caso *E*, e na definição da temperatura de approach.

Na fig. (5.36) apresenta-se as linhas de corrente para o escoamento.

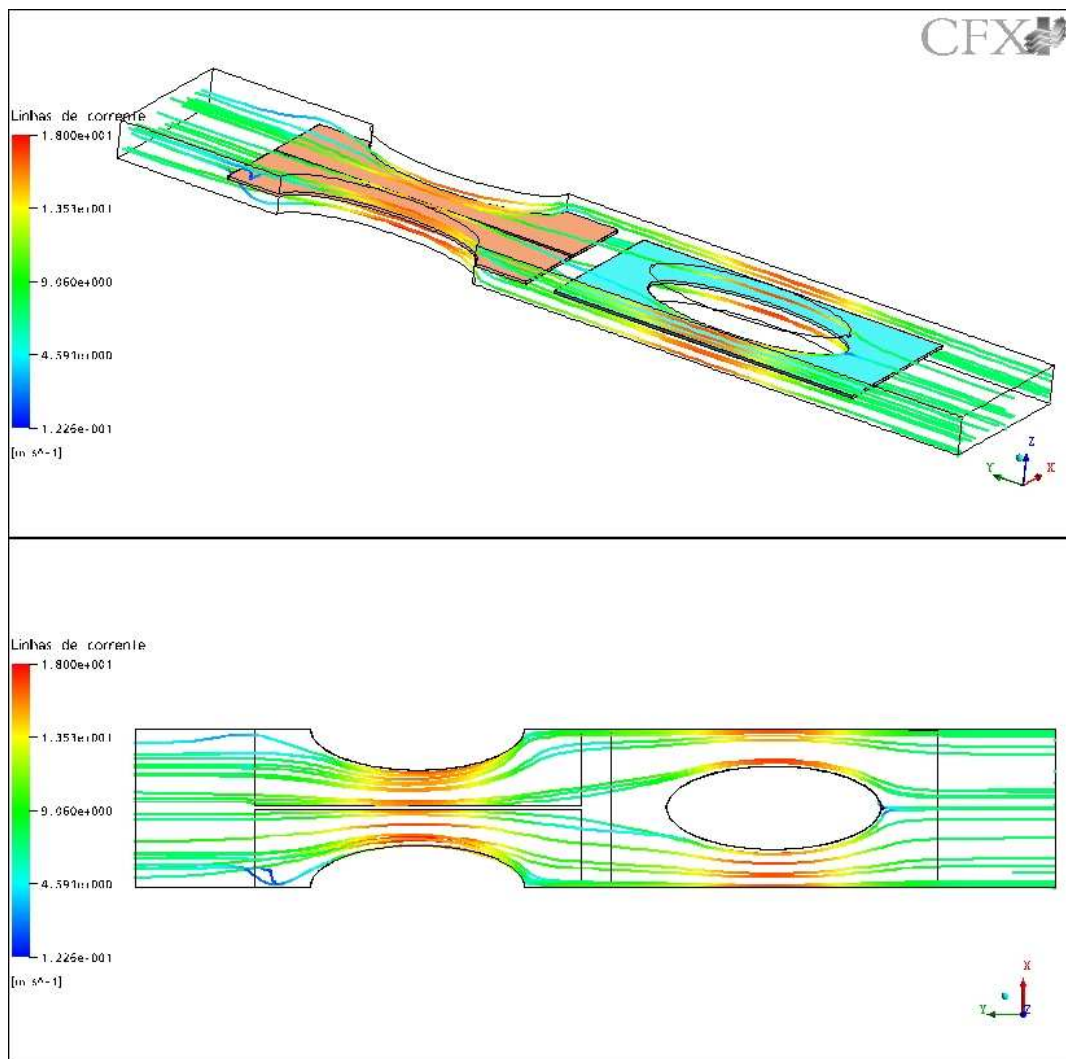


Figura 5.36: Trocador de Calor - Linhas de corrente

Neste valor de velocidade prescrita a existência de recirculações não foi observada. Esperava-se seu aparecimento a jusante da tubulação, devido ao descolamento da camada limite. Entretanto o que ocorre é a desaceleração do escoamento nesta região, mas sem recirculação. A velocidade máxima ocorre no vão de passagem entre os tubos, conforme descrito anteriormente, podendo ser melhor observado pelo campo vetorial de velocidades, fig. (5.37).

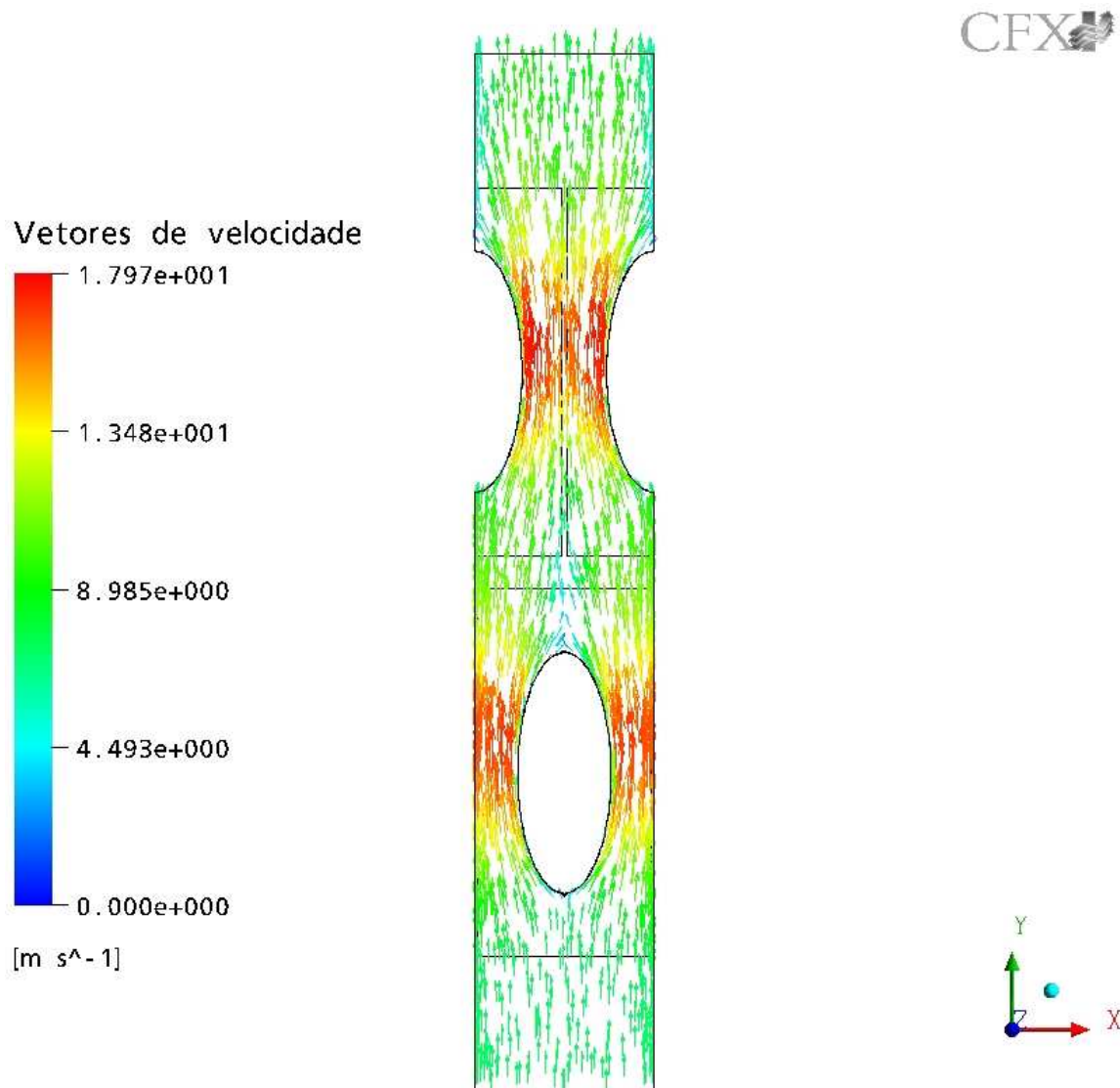


Figura 5.37: Trocador de Calor - Vetores de velocidade

Este campo de vetores é projetado na superfície superior do modelo. Utilizou-se este plano devido ao fato de que um plano central não traria informações do escoamento na região das aletas, uma vez que não se tem elementos nesta parte do domínio, sendo um meio sólido. Outra razão é a de manter uma certa compatibilidade com o campo de temperatura, apresentado na fig. (5.38), que deve estar longe o suficiente das aletas a fim de capturar a temperatura média do ar e não a temperatura na interface da aleta que é modelada com temperatura prescrita.

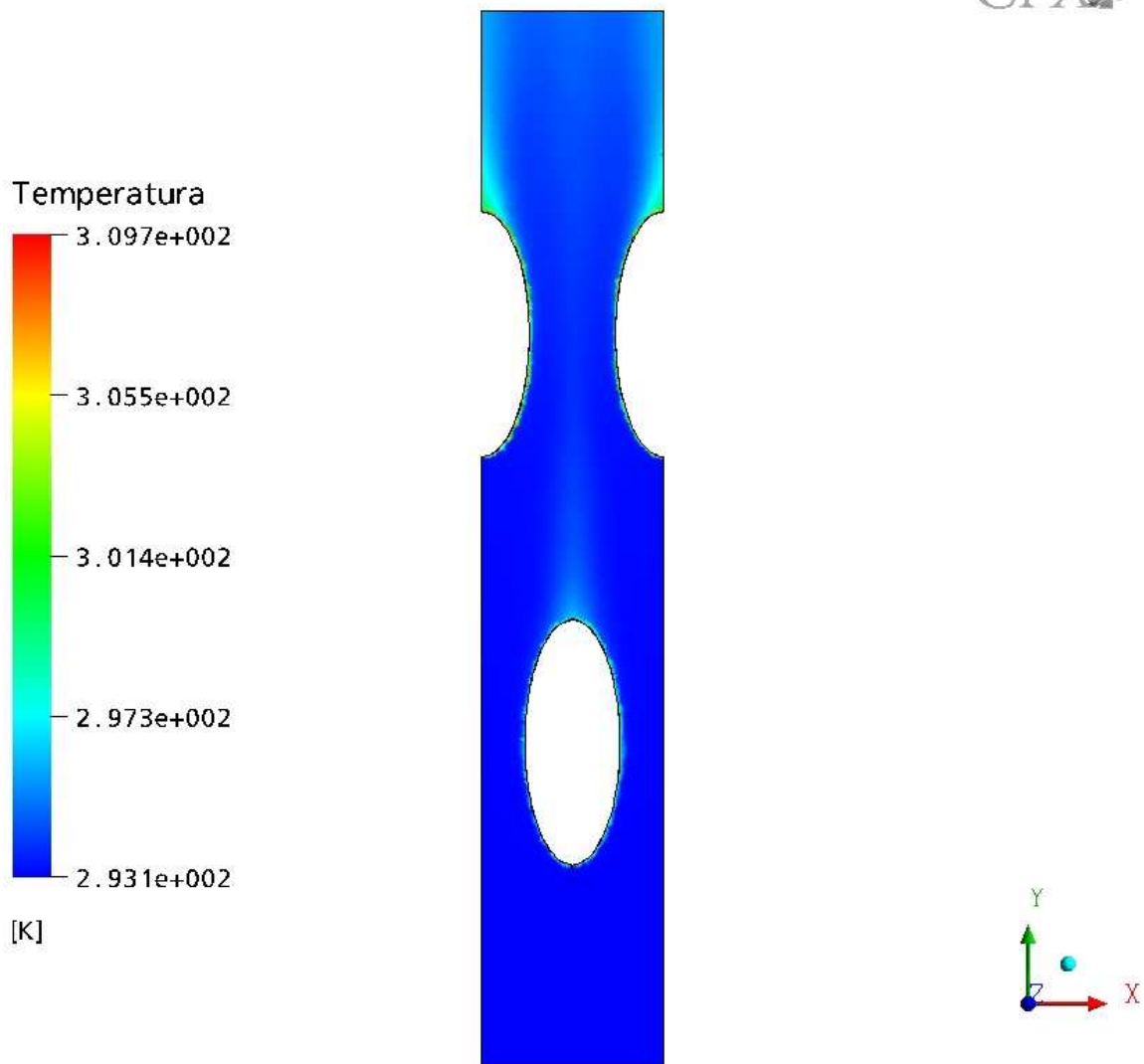


Figura 5.38: Trocador de Calor - Campo de temperatura

Observa-se nesta figura a formação de pontos quente a jusante dos tubos elípticos, decorrentes da baixa velocidade do escoamento nesta região, diminuindo o seu número de Nusselt. A temperatura média do ar na saída do escoamento é de 295,64 K, correspondendo a uma diferença aproximada de 1% ao valor obtido analiticamente (ver tab. 4.2). Esta diferença pode estar relacionada pela grande diferença nos valores de velocidade utilizados, tendo em vista que no modelo computacional utiliza-se a velocidade média apresentada pelo modelo axissimétrico.

## 6 Conclusões e comentários finais

Os modelos analíticos apresentados na literatura são válidos para trocadores de calor operando em compartimentos fechados, e em sua maioria para escoamentos com velocidades prescritas conhecidas. No que se refere à convecção natural, principalmente em torres de resfriamento, seu uso incorre em divergências, uma vez que o motor do escoamento é a diferença de temperatura da coluna de ar formada no interior da torre, logo dependente da geometria específica da torre.

O desenvolvimento do procedimento analítico e iterativo a partir das correlações analíticas encontradas na literatura, bem como o aproveitamento das correlações criadas pela análise através do Método dos Volumes Finitos, atinge seu propósito a fim de se ter uma ferramenta para simular o funcionamento da torre em outras condições de funcionamento não abordadas no presente trabalho.

O modelamento computacional pelo método dos volumes finitos é claramente um procedimento consistente na determinação de escoamentos complexos. Sua simplicidade de implementação e facilidade de uso o consagram como uma ferramenta de trabalho indispensável em projetos de engenharia.

No estudo da influência aerodinâmica da torre sobre o vento externo, mostrou-se a perda de eficiência da mesma sob altas velocidades de vento.

Na solução proposta para o caso axissimétrico, a saia externa gerada é específica para o caso em questão. É viável um estudo de uma saia que seja mais genérica a fim de atender com melhor eficiência a todos os casos, ao invés de se utilizar uma que seja mais eficiente para um caso específico, mas que não desempenhe tanta eficiência em outros casos.

É possível também a otimização de uma saia que atenda a um caso específico, se existir um ponto de operação no funcionamento da torre que seja dominante, isto é, que seja o mais utilizado de todos. Outra possibilidade é visar a correção da pior situação de funcionamento.

Em vista do tamanho da saia externa gerada, sua correta determinação de geometria necessária para a implementação requer estudos estruturais da torre. Logo as dimensões não são apresentadas neste trabalho, visto que a análise estrutural da torre foge ao escopo deste estudo.

## 7 Sugestões para próximos estudos

Em próximos estudos sugere-se a utilização de domínios segregados rodando paralelamente, ou malhas mais refinadas com capacidade de solucionar a turbulência em um maior grau de precisão. Para isto necessita-se maiores recursos computacionais, bem como licenças dos softwares com capacidade de resolver problemas desta natureza, em processamento paralelo.

Com recursos computacionais mais poderosos pode-se implementar os modelos de turbulência mais complexos devido a necessidade de se modificar algumas constantes e criar outras funções para o problema de fechamento como no caso dos modelos  $\kappa - \varepsilon$  Chem-Kim e Low-Re, ou mesmo a utilização de modelos de turbulência mais pesados como modelos baseados à 5 equações de transporte como o transporte do tensor de Reynolds e a simulação numérica direta da turbulência, *LES*. Há de se considerar também uma malha que possa considerar o circuito de água em toda sua extensão, determinando assim a capacidade máxima de troca de calor na torre.

## Referências

- Al-Waked, R. & Behnia, M., 2004. "The performance of natural draft dry cooling towers under crosswind: CFD study", **International Journal of Energy Research**, vol. 28(2), pp. 147 – 161.
- ATP, C., 1997, "**Industrial Computational Fluid Dynamics Short Course**". CANCES ATP (Australian Technology Park), Australia.
- Baldwin, B. S. & Barth, T. J., 1991, "**A one-equation turbulence transport model for high reynolds number wall- bounded flows**", In AIAA, editor, *American institute of aeronautics and astronautics, 29th aerospace sciences meeting*, page 25. NASA, NASA.
- Baldwin, B. S. & Lomax, H., 1978, "**Thin-layer approximation and algebraic model for separated turbulent flows**", In AIAA, editor, *American institute of aeronautics and astronautics, 16th aerospace sciences meeting*, page 9. NASA, NASA.
- Batchelor, G. K., 1953. **The theory of homogeneous turbulence**. Cambridge University Press, Cambridge.
- Bejan, A., Fowler, A. J., & Stanescu, G., 1995. "The optimal spacing between horizontal cylinders in a fixed volume cooled by natural convection", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 38(11), pp. 2047 – 2055.
- Bender, T. J., Bergstrom, D. J., & Rezkallah, K. S., 1996a. "A study on the effects of wind on the air intake flow rate of a cooling tower - Part1: Numerical study", **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, vol. 64, pp. 73 – 88.
- Bender, T. J., Bergstrom, D. J., & Rezkallah, K. S., 1996b. "A study on the effects of wind on the air intake flow rate of a cooling tower - Part1: Wind wall study", **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, vol. 64, pp. 61 – 72.
- Bergstrom, D., Derksen, D., & Rezkallah, K., 1993. "Numerical study of wind flow over a cooling tower", **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, vol. 46 / 47, pp. 657 – 664.
- Bornoff, R. B. & Mokhtarzadeh-Dehghan, M. R., 2001. "A numerical study of interacting buoyant cooling-tower plumes", **Atmospheric Environment**, vol. 35, pp. 589 – 598.
- Boussinesq, J., 1877a. **Essai sur la théorie des aux courntes**. Mem. Présentés Acad. Sci., Paris.
- Boussinesq, J., 1877b. **Theorie de lécoulement tourbillonnant et tumultueux des liquides dans les lits rectilignes a grande section**, volume 2 Vols. Fautiers-Villars, Paris.
- Bowman, R. A., Muller, A. C., & Nagle, W. M., 1940. "Mean Temperature Difference in Design", **Trans. ASME**, vol. 62, pp. 283 – 294.

- Bradshaw, P., Ferriss, D., & Atwell, N., 1967. "Calculation of boundary-layer development using the turbulent-energy equation", **Journal of Fluid Mechanics**, vol. 28, pp. 593 – 616.
- Brennan, P. T., Seymour, D. E., Butler, M. J., Kramer, M. L., Smith, M. E., & Frankenburg, T. T., 1976. "The observed rise of visible plumes from hyperbolic natural draft cooling towers", **Atmospheric Environment**, vol. 10, pp. 425 – 431.
- Busch, D., Harte, R., Krätzig, W. B., & Montag, U., 2002. "New natural draft cooling tower of 200 m of height", **Engineering Structures**, vol. 24, pp. 1509 – 1521.
- Carhart, R. A., Policastro, A. J., & Ziemer, S., 1982. "Evaluation of mathematical models for natural-draft cooling-tower plume dispersion", **Atmospheric Environment**, vol. 16, pp. 67 – 83.
- Cebeci, T. & Smith, A. M. O., 1974. **Analysis of Turbulent Boundary Layers**, volume XV. Ser. In Appl. Math. and Mech. Academic Press.
- CGTEE, 1978, "**Usina Termelétrica Presidente Médici - Fase B**". CGTEE - Superintendência de aproveitamentos termelétricos, Brasil.
- CGTEE, 2004, "**Simulador de operação CGTEE - UPM-B**". CGTEE, Brasil.
- Chen, Y. S. & Kim, S. W., 1987. "Computation of Turbulent Flow Using an Extended K-E Turbulence Closure Model", **Journal of American Institut of aeronautics and astronautics**, vol. 34.
- Cheney, D., 2001, National energy policy report of the National Energy Policy Development Group. Technical report, US Government Printing Office, Washington - DC.
- CTM, A., 1982, "**Plantas da Companhia Estadual de Energia Elétrica, UPM-B**". Alsthom Atlantique, Brasil.
- Davidson, L. & Olsson, E., 1987, "**Calculation of some parabolic and elliptic flows using a new one-equation turbulence model**", In *5th Int. Conf. on Numerical Methods in Laminar and Turbulent Flow*, pages 411 – 422.
- Demoliner, L. A., 1999, "**Sistema de regulação da UPM-B**". CGTEE, Brasil.
- Demuren, A. & Rodi, W., 1987. "Three-dimensional numerical calculations of flow and plume spreading past cooling towers", **International Journal of Heat Transfer**, vol. 109, pp. 113 – 119.
- Derksen, D. D., Bender, T. J., Bergstrom, D. J., & Rezkallah, K. S., 1996. "A study on the effects of wind on the air intake flow rate of a cooling tower - Part1: Wind tunnel study", **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, vol. 64, pp. 47 – 59.

- Deschamps, C. J., 2002, "**Modelos Algébricos e Diferenciais**", In *Turbulência*, volume 1, pages 101 – 155. ABCM, I Escola de primavera em transição e turbulência.
- ding Wei, Q., yin Zhang, B., qi Liu, K., dong Du, X., & zhong Meng, X., 1995. "A study of the unfavorable effects of wind on the cooling efficiency of dry cooling towers", **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, vol. 54 / 55, pp. 633 – 643.
- Driest, E. R. V., 1956. "On Turbulent Flow Near a Wall", **Journal of the Aeronautical Sciences**, vol. 23, pp. 1007.
- du Preez, A. F. & Kröger, D. G., 1993. "Effect of wind on performance of a dry-cooling tower", **Heat Recover System and CHP**, vol. 13, pp. 139 – 146.
- du Preez, A. F. & Kröger, D. G., 1995. "The effect of the heat exchanger arrangement and wind-break walls on the performance of natural draft dry-cooling towers subjected to cross-winds", **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, vol. 58, pp. 293 – 303.
- Ferziger, J. H. & Perić, M., 2002. **Computational Methods for Fluid Dynamics**. Springer, Berlin.
- Fisenko, S. P., Petruchik, A. I., & Solodukhin, A. D., 2002. "Evaporative cooling of water in a natural draft cooling tower", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 45(23), pp. 4683 – 4694.
- Fraas, A. P. & Ozisik, M. N., 1965. **Heat Exchanger Design**. John Wiley & Sons, Inc., New Yor.
- Freire, A. P. S. & Cruz, D. O. A., 2002, "**Euações do movimento e resultados assintóticos aplicados à teoria de camada limite**", In *Turbulência*, volume 1, pages 49 – 97, Brasil. ABCM, I Escola de primavera em transição e turbulência.
- Gan, G., Riffat, S. B., & Shao, L., 2000. "CFD modelling of pressure loss across tube bundles of a heat exchanger for closed-wet cooling towers", **International Journal of Ambient Energy**, vol. 21(2), pp. 77 – 84.
- Gan, G., Riffat, S. B., Shao, L., & Doherty, P., 2001. "Application of CFD to closed-wet cooling towers", **Applied Thermal Engineering**, vol. 21, pp. 79 – 92.
- Gnielinski, V., 1976. "New equations for heat and mass transfer turbulent pipe and channel flow", **International Chemical Engineering Journal**, vol. 16(2), pp. 359 – 368. Neue gleichungen fur den warme- und den stoffubergang in turbulent durchstromten rohren und kanalen.
- Hanna, S. R., 1972. "Rise and condensation of large cooling tower plumes", **Journal of App. M.**, vol. 11, pp. 793 – 799.
- Hanna, S. R. & Swisher, S. D., 1972. "A method for calculating the size of cooling tower plumes", **Atmospheric Environment**, vol. 6, pp. 587 – 588.



- Hara, T. & Gould, P. L., 2002. "Local-global analysis of cooling tower with cutouts", **Computers and Structures**, vol. 80, pp. 2157 – 2166.
- Harlow, F. H. & Nakayama, P. I., 1967. "Turbulence transport equations", **Physics of Fluids**, vol. 10(11), pp. 2323.
- Harris, D. K. & Goldschmidt, V. W., 2002. "Measurements of the overall heat transfer from combustion gases confined within elliptical tube heat exchangers", **Experimental Thermal and Fluid Science**, vol. 26, pp. 33 – 37.
- Harte, R. & Krätzig, W. B., 2002. "Large-scale cooling towers as part of an efficient and cleaner energy generating technology", **Thin-walled Structures**, vol. 40, pp. 651 – 664.
- Hasan, A. & Gan, G., 2002. "Simplification of analytical models and incorporation with CFD for the performance predication of closed-wet cooling towers", **International Journal of Energy Research**, vol. 26(13), pp. 1161 – 1174.
- Hawladar, M. N. A. & Liu, B. M., 2002. "Numerical study of the thermal-hydraulic performance of evaporative natural draft cooling towers", **Applied Thermal Engineering**, vol. 22, pp. 41 – 59.
- Heisenberg, W., 1948, "On the theory of statistical and isotropic turbulence", In of London, R. S., editor, *195 Proceedings Royal Society of London*, pages 402 – 406. Royal Society of London, Royal Society of London.
- Hoffmann, J. E., 1997. **The influence of temperature stratification in the lower atmospheric boundary layer on the operating point of a natural draft dry-cooling tower**, PhD thesis.
- Hoffmann, J. E. & Kröger, D. G., 1997, "The response of a large natural draft dry-cooling tower to ambient temperature stratification", In *Proceedings Cooling Tower Technology Conference*, pages 1.79 – 1.94.
- Ilgarubis, V., Ulinskas, R., & Butkus, A., 1988. "Hydraulic drag and average heat transfer coefficients of compact bundles of elliptical finned tubes", **Heat Transfer-Soviet Research**, vol. 20(1).
- Incropera, F. P. & DeWitt, D. P., 1998. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**. LTC - Livros técnicos e científicos, Rio de Janeiro.
- Jakob, M., 1957. **Heat Transfer**. John Wiley & Sons, New York.
- Janicke, U. & Janicke, L., 2001. "A three-dimensional plume rise model for dry and wet plumes", **Atmospheric Environment**, vol. 35, pp. 877 – 890.
- Johnson, D. A. & King, L. S., 1985. "A Mathematical Simple Turbulence Closure Mode for Attached and Separated Turbulent Boundary Layers", **Journal of American Institut of aeronautics and astronautics**, vol. 23, pp. 1684 – 1692.

- Johnson, S., Thompson, M., & Hourigan, K., 2001, "**Flow Past Elliptical Cylinders at Low Reynolds Numbers**", In *14th Australasian Fluid Mechanics Conference*, Adelaide, Australia.
- Jones, W. P. & Launder, B. E., 1972. "The prediction of laminarisation with two-equations model of turbulence", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 15, pp. 301–314.
- Jones, W. P. & Launder, B. E., 1973. "The Calculation of Low-Reynolds Number Phenomena with a Two-Equation Model of Turbulence", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 16, pp. 1119 – 1130.
- Kakaç, S. & Liu, H., 1998. **Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design**. CRC Press, Boca Raton, Florida.
- Kakaç, S., Shah, R., & Aung, W., 1987. **Handbook of Single-phase Convective Heat Transfer**. Wiley & Sons, New York, NY.
- Kapás, N., 2003. "Investigation of flow characteristics of Heller-type cooling towers with different cooling delta angles", **Periodica Polytechnica Ser. Mech. Eng.**, vol. 47(2), pp. 143 – 150.
- Kays, W. M. & London, A. L., 1998. **Compact Heat Exchangers**. Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, third edition edition.
- Khan, M. G., Fartaj, A., & Ting, D. S. K., 2004. "An experimental characterization of cross-flow cooling of air via an in-line elliptical tube array", **International Journal of Heat and Fluid Flow**, vol. 25, pp. 636 – 648.
- Kloppers, J. C. & Kröger, D. G., 2005. "Influence of temperature inversions on wet-cooling tower performance", **Applied Thermal Engineering**, vol. 25, pp. 1325 – 1336.
- Kolmogorov, A. N., 1941. "The local structure of turbulence in incompressible viscous fluid for a very large Reynolds numbers", **Dokl. Akad. Nauk. SSSR**, vol. 10, pp. 734 – 736.
- Kolmogorov, A. N., 1942. "Equations of motion of an incompressible turbulent fluid", **Izv Akad Nauk SSSR Ser Phys**, vol. 6(6), pp. 56 – 58.
- Krätzig, W. B., Könke, C., Mancevski, D., & Gruber, K. P., 1998. "Design for durability of natural draught cooling towers by life-cycle simulations", **Engineering Structures**, vol. 20(10), pp. 899 – 908.
- Lam, C. K. G. & Bremhorst, K., 1981. "A Modified Form of the K-E Model for Predicting Wall Turbulence", **ASME Journal Fluids Engineering**, vol. 103, pp. 456.
- Launder, B. E. & Spalding, D. B., 1972. **Lectures in mathematical models of turbulence**. Academic Press, London.
- Launder, B. E. & Spalding, D. B., 1974. "The numerical computation of turbulent flows", **Comp. Meths. Appl. Mech. Engng.**, vol. 3, pp. 269 – 289.

- Lesieur, M., 1994. **La Turbulence**. Presses Universitaires de Grenoble, France.
- Maliska, C. R., 2004. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**. LTC - Livros técnicos e científicos, Rio de Janeiro.
- Matos, R., Laursen, T., Vargas, J., & Bejan, A., 2004. "Three-dimensional optimization of staggered finned circular and elliptic tubes in forced convection", **International Journal of Thermal Sciences**, vol. 43, pp. 477 – 487.
- Matos, R., Vargas, J., Laursen, T., & Saboya, F. E. M., 2001. "Optimization study and heat transfer comparison of staggered circular and elliptic tubes in forced convection", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 44, pp. 3953 – 3961.
- Menter, F. R., 1992, "**Improved two-equation k-omega turbulence models for aerodynamic flows**", In AIAA, editor, *American Institut of aeronautics and astronautics, 34th FLUID MECHANICS AND HEAT TRANSFER*. NASA, NASA.
- Menter, F. R., 1996, "**On the connection between one- and two-equation models of turbulence**", In AIAA, editor, *Engineering Turbulence Modelling and Experiments 3: Proceedings of the 3th International Symposium*, pages 131 – 140. NASA, NASA.
- Millionschikov, M., 1941. "On the theory of homogeneous isotropic turbulence", **Dokl. Akad. Nauk. SSSR**, vol. 32, pp. 611 – 614.
- Milosavljevic, N. & Heikkila, P., 2001. "A comprehensive approach to cooling tower design", **Applied Thermal Engineering**, vol. 21(9), pp. 899 – 915.
- Missirlis, D., Yakinthos, K., Palikaras, A., Katheder, K., & Goulas, A., 2004, Experimental and numerical investigation of the flow field through a heat exchanger for aero-engine applications. *International Journal of Heat and Fluid Flow*.
- Monson, D. J., Seegmiller, H. L., McConnaughey, P. K., & Chen, Y. S., 1990, "**Comparison of experiment with calculations using curvature- corrected zero and two-equation turbulence models for a two- dimensional U-duct**", In AIAA, editor, *American Institut of aeronautics and astronautics, 21st fluid dynamics, plasma dynamics and lasers conference*, page 1484. NASA, NASA.
- Nasir, A. M., Thambiratnam, D. P., Butler, D., & Austin, P., 2002. "Dynamics of axisymmetric hyperbolic shell structures", **Thin-walled Structures**, vol. 40, pp. 665 – 690.
- Nikuradse, J., 1933. **Strömungsgesetze in rauhen Rohren**. Forsch. Arb.
- Obukov, A. M., 1941. "Energy distribution in the spectrum of a turbulent flow", **Izvestya AN SSSR**, vol. 32, pp. 453 – 466.

- Ota, T., Nishiyama, H., & Taoka, Y., 1984. "Heat transfer and flow around an elliptic cylinder", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 25(10), pp. 1771 – 1779.
- Patankar, S. V., 1980. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**. McGraw-Hill, New York.
- Patel, V. C., Rodi, W., & Scheuere, G., 1985. "Turbulence Models for Near-Wall and Low Reynolds Number Flows: A Review", **Journal of American Institut of aeronautics and astronautics**, vol. 23, pp. 1308 – 1319.
- Perrotin, T. & Clodic, D., 2003, "**Fin Efficiency calculation in enhanced fin-and-tube heat exchangers in dry conditions**", In *International Congress of Refrigeration*, Washington, D.C.
- Petukhov, B. S., Irvine, T. F., & Hartnett, J. P., 1970. **Advances in Heat Transfer**, volume 6. Academic Press, New York.
- Prandtl, L., 1925. "Bericht über Untersuchungen zur ausgebildeten Turbulenz", **ZAMM**, vol. 3, pp. 136 – 139.
- Prandtl, L. & Weighardt, K., 1945. "Über ein neues formelsystem für die ausgebildeten Turbulenz", **Nachr. Akad. Wiss. Goettingen**, vol. , pp. 6 – 19.
- Radosavljevic, D. & Spalding, D., 1988, "**Simultaneous prediction of internal and external aerodynamic and thermal flow field of a natural draft cooling tower in a cross wind**", In workshop, I. C. T., editor, *Proceedings 6th IAHR Cooling Tower workshop*. IAHR Cooling Tower workshop, IAHR Cooling Tower workshop.
- Ribeiro, C. P. & Andrade, M. H. C., 2004. "Analysis and simulation of the drying-air heating system of a Brazilian powdered milk plant", **Brazilian Journal of Chemical Engineering**, vol. 21(2), pp. 345 – 355.
- Richardson, S., 1980. "Lévêque solution for flow in a elliptical duct", **Letters in Heat and Mass Transfer**, vol. 7, pp. 353–362.
- Rocha, L. A. O., Saboya, F. E. M., & Vargas, J. V. C., 1997. "A comparative study of elliptical and circular sections in one- and two-row tubes and plate fin heat exchangers", **International Journal of Heat and Fluid Flow**, vol. 18, pp. 247–252.
- Rodi, W. & Spalding, D. B., 1970. "A two-parameter model of turbulence and its application to free jets", **Wärme und Stoffübertragung**, vol. 3(2), pp. 85 – 95.
- Saboya, S. M. & Saboya, F. E. M., 2001. "Experiments on elliptic sections in one- and two row arrangements of plate fin and tube heat exchangers", **Experimental Thermal and Fluid Science**, vol. 24, pp. 67 – 75.
- Saiy, M., 1974. **Turbulent mixing of gas streams**, PhD thesis, Imperial College, University of London.

- Saunders, E., 1988. **Heat Exchangers: Selection Design and Construction**. John Wiley & Sons, New York.
- Schlichting, H. & Gersten, K., 1999. **Boundary Layer Theory**, volume 8th edition. Springer, Berlin.
- Silverio, A. N., 2002. **Fundamentos da Tubulência nos Fluidos**. Associação Brasileira de Ciências Mecânicas.
- Spalart, P. R. & Allmaras, S. R., 1992, "A one-equation turbulence model for aerodynamic flows", In AIAA, editor, *American Institut of aeronautics and astronautics, 30th aerospace sciences meeting and exhibit*, page 23. NASA, NASA.
- Spalding, D. B., 1979. **Mathematical models of turbulent transport processes**. Imperial College, London.
- Speziale, C. G., Abid, R., & Anderson, E. C., 1992. "A critical evaluation of two-equation turbulence models for near-wall turbulence", **Journal of American Institut of aeronautics and astronautics**, vol. Paper 90-1481.
- Su, M. D., Tang, G. F., & Fu, S., 1999. "Numerical simulation of fluid flow and thermal performance of a dry-cooling tower under cross wind condition", **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, vol. 79, pp. 289 – 306.
- Söylemez, M. S., 2001. "On the optimum sizing of cooling towers", **Energy Conversion and Management**, vol. 42, pp. 783 – 789.
- Vanderheyden, M. D. & Schuyler, G. D., 1994. "Evaluation and quantification of the impact of cooling tower emissions on indoor air quality", **ASHRAE Transactions**, vol. 100(2), pp. 612 – 620.
- Velusamy, K., Garg, V. K., & Vaidyanathan, G., 1995. "Fully developed flow and heat transfer in semi-elliptical ducts", **International Journal of Heat and Fluid Flow**, vol. 16, pp. 145 – 152.
- Versteeg, H. K. & Malalasekera, W., 1995. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method**. Research Studies Pr, New York.
- Wilcox, D. C., 1988. "Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models", **Journal of American Institut of aeronautics and astronautics**, vol. 26(11), pp. 1299 – 1310.
- Wilcox, D. C., 1998. **Turbulence Modeling for CFD**, volume 2nd. ed. DCW Industries.
- Wolfshtein, M., 1969. "The velocity and temperature distribution in one-dimensional flow with turbulence augmentation and pressure gradient", **Int. Journal Mass Heat Transfer**, vol. 12, pp. 301 – 318.

- Yakhot, V. & Orszag, A. S., 1986. "Renormalization Group Analysis of Turbulence - Basic Theory", **Journal of Scientific Computing**, vol. 1(1), pp. 3 – 51.
- Yilmaz, T. & Cihan, E., 1993. "General equation for heat transfer for laminar flow in ducts of arbitrary cross-sections", **International Journal of heat and mass transfer**, vol. 36(13), pp. 3265 – 3270.
- Zukauskas, A., 1972. "Heat transfer from tubes in crossflow", **Adv. Heat Transfer**, vol. 8, pp. 93 – 160.

## Apêndice

### A-1 - Termos usualmente associados a torres de resfriamento

Normalmente encontra-se os seguintes termos ao se trabalhar com torres de resfriamento

- *Air Inlet* - Abertura na torre de resfriamento por onde o ar entra.
- *Air Rate* - Massa de ar seco que flui na torre em um período de tempo.
- *Ambient Wet-Bulb Temperature* - Temperatura de búlbo úmido do ar ambiente, medida à uma distância da torre para não incluir as contribuições da torre de resfriamento.
- *Approach* - Diferença entre a temperatura d'água fria e a temperatura de bulbo úmido do ar ambiente.
- *Capacity* - Quantidade d'água que a torre resfria em um intervalo específico à uma temperatura de *approach* e búlbo úmido específicos.
- *Cell* - Menor subdivisão da torre, que pode ser tratada como uma unidade independente com respeito ao escoamento de ar e água.
- *Circulating Water Rate* - Quantidade de água quente que entra na torre por minuto.
- *Cold Water Temperature* - Temperatura d'água ao sair do trocador.
- *Counterflow* - Trocador de calor com escoamento paralelo.
- *Crossflow* - Trocador de calor com escoamento cruzado.
- *Drift* - Perda d'água na torre devido as gotas serem carregadas com o escoamento de ar externo.
- *Drift Eliminators* - Dispositivo utilizado para reduzir a perda d'água no ar atmosférico.
- *Driver* - Motor que aciona as hélices que induzem o escoamento forçado na torre.
- *Dry-Bulb Temperature* - Temperatura de búlbo seco do ar ambiente.
- *Evaporation Loss* - Perda d'água por evaporação na torre de resfriamento.
- *Fan* - Ventilador que força o escoamento de ar.
- *Fill* - Porção da torre de resfriamento que constitui a superfície primária de troca de calor, também referenciada como *packing*.
- *Float Valve* - Válvula de atuação mecânica que controla o fornecimento de água na torre de resfriamento.

- *Flow-Control Valves* - Válvula de controle para balancear o escoamento de água em todas as seções da torre.
- *Fogging* - Diz respeito à visibilidade dos efluentes do escoamento de ar da torre de resfriamento. Se é visível e próximo ao chão é dito *fog*, se é elevado, denomina-se *plume*.
- *Heat Load* - Quantidade de calor total removida d'água por unidade de tempo.
- *Height* - Altura da torre.
- *Hot Water Temperature* - Temperatura d'água ao entrar no trocador de calor.
- *Interference* - Contaminação térmica do ar na entrada da torre devido à uma fonte de calor externa (normalmente a descarga da pluma de outra torre de resfriamento).
- *Liquid-to-Gas Ratio* - A proporção entre a massa d'água e de ar seco na torre de resfriamento.
- *Louvers* - Passagens na entrada de ar da torre de resfriamento a fim de promover uma distribuição uniforme do escoamento de ar no trocador.
- *Make-Up* - Água adicionada ao sistema de circulação a fim de substituir a água perdida pela evaporação, *drift* e outras perdas possíveis.
- *Mechanical Draft* - Referencia o movimento do ar na torre de resfriamento causado por um ventilador ou outro dispositivo mecânico.
- *Natural Draft* - Referencia o movimento da ar na torre de resfriamento causado pela convecção natural.
- *Net Effective Volume* - Volume interno da torre de resfriamento onde existe o contato direto entre a água de resfriamento e o ar.
- *Nozzle* - Dispositivo para controlar a distribuição de água na forma de *spray* na torre de resfriamento.
- *Plume* - Efluentes da torre de resfriamento no ar atmosférico.
- *Range* - Diferença entre a temperatura quente e fria da água.
- *Recirculation* - Condição onde parte do ar descarregado pela torre na atmosfera re-entra na torre. Não contabiliza escoamento reverso na saída.
- *Shell* - Estrutura da torre, normalmente de secção hiperbólica, utilizada para induzir o escoamento de ar na convecção natural.
- *Water Rate* - Massa d'água que flui no trocador em um período de tempo.
- *Wet-Bulb Temperature* - Temperatura de búlbo úmido.



## A-2 - Escala *Beaufort* de vento

Sir Francis Beaufort (1774-1857), almirante Britânico, criou uma escala a fim de medir a intensidade dos ventos a partir da observação da ação dos mesmos sobre o oceano. A escala varia de intensidade 0 a 12, e define o comportamento dos mares e navegabilidade em função da intensidade, posteriormente, esta escala foi adaptada para a terra.

A velocidade apresentada nesta escala, é tomada como a velocidade equivalente, válida da cota zero até 10 m de altura em relação ao solo.

Tabela 7.5: Escala *Beaufort*

Força	Velocidade [nós]	Descrição	Efeitos
0	0-1	Calmaria	Calmaria, fumaça ascende verticalmente.
1	2-3	Ar leve	Direção do vento imperceptível, a não ser pela fumaça.
2	4-6	Brisa suave	O vento é sentido na face, objetos leves são movidos.
3	7-10	Brisa	Galhos em movimento constante, bandeiras ficam extendidas.
4	11-16	Brisa moderada	Ergue papéis e outros objetos pequenos.
5	17-21	Brisa fresca	Árvores de pequeno porte balançam, formação de ondas em águas paradas.
6	22-27	Brisa forte	Objetos grandes são movidos, assobio característicos em fios nos postes.
7	28-33	Próximo à vendaval	Grandes árvores se movimentam, dificuldade de andar contra o vento.
8	34-40	Vendaval	Galhos de árvores são quebrados devido à força do vento.
9	41-47	Vendaval forte	Pequenos danos estruturais ocorrem (postes caem, telhas são removidas, etc.).
10	48-55	Tempestade	Danos estruturais consideráveis ocorrem, grandes árvores tombam.
11	56-65	Tempestade intensa	Grandes danos estruturais ocorrem.
12	66 ou mais	Furacão	