



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA



**DETERMINAÇÃO DE COEFICIENTES CONVECTIVOS DE
TRANSFERÊNCIA DE CALOR A PARTIR DA TÉCNICA DE CFD PARA
GEOMETRIAS NÃO-CONVENCIONAIS**

Uberlândia - MG

2017



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA



Determinação de coeficientes convectivos de transferência de calor a partir da técnica de CFD para geometrias não-convencionais

William Borges Dias

Dissertação de mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química da Universidade Federal de Uberlândia como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Química, área de concentração em Pesquisa e Desenvolvimento de Processos Químicos.

Uberlândia - MG

2017

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)
Sistema de Bibliotecas da UFU, MG, Brasil.

D541d Dias, William Borges, 1983-
2017 Determinação de coeficientes convectivos de transferência de calor a partir da técnica de CFD para geometrias não-convencionais [recurso eletrônico] / William Borges Dias. - 2017.

Orientador: Luiz Gustavo Martins Vieira.

Coorientador: Danylo de Oliveira Silva.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia, Programa de Pós-Graduação em Química.

Modo de acesso: Internet.

Disponível em: <http://doi.org/10.14393/ufu.di.2023.7081>

Inclui bibliografia.

Inclui ilustrações.

1. Química. I. Vieira, Luiz Gustavo Martins, 1983-, (Orient.). II. Silva, Danylo de Oliveira, 1981-, (Coorient.). III. Universidade Federal de Uberlândia. Programa de Pós-Graduação em Química. IV. Título.

CDU: 54

Glória Aparecida
Bibliotecária Documentalista - CRB-6/2047

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO SUBMETIDA AO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA COMO PARTE DOS REQUISITOS PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA QUÍMICA, EM 28 DE AGOSTO DE 2017.

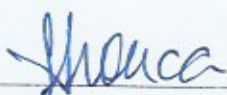
BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr. Luiz Gustavo Martins Vieira
Orientador (PPGEQ/UFU)



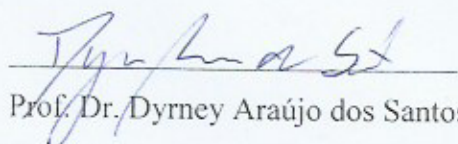
Prof. Dr. Danylo de Oliveira Silva
Orientador (PPGEA/UFU)



Prof. Dr. Fábio de Oliveira Arouca
(PPGEQ/UFU)



Prof. Dr. Claudio Roberto Duarte
(PPGEQ/UFU)



Prof. Dr. Dyrney Araújo dos Santos
(IQ/UFU)

“Enquanto não temos algo, estamos preocupados em conquistá-lo; mas uma vez conquistado, passamos a nos preocupar em defendê-lo.”

Valter Dias Pereira

AGRADECIMENTOS

Imensamente, a Deus pelo seu amor.

Aos meus pais, Valter Dias Pereira e Selma Aparecida Borges Pereira, pelos exemplos e pelo apoio incondicional.

À minha esposa, Mayara Manoela Borges Dias, pela parceria inabalável diante da enormidade de nossas lutas.

Aos meus filhos, Guilherme Borges Dias e Gabriel Borges Dias, por serem fonte de pureza e esperança.

Aos meus professores e orientadores, Luiz Gustavo Martins Vieira e Danylo de Oliveira Silva, pela paciência e por todo o conhecimento sem o qual não seria possível a apresentação deste trabalho.

Enfim, a todos que, de alguma forma, tornaram este trabalho possível.

SUMÁRIO

CAPA	1
SUMÁRIO	5
LISTA DE FIGURAS	i
LISTA DE TABELAS	iv
LISTA DE SÍMBOLOS	vi
RESUMO	viii
ABSTRACT	ix
CAPÍTULO 1	1
1.1 Objetivos.....	3
CAPÍTULO 2	4
2.1 O mecanismo de transferência de calor por convecção.....	4
2.2 Camada limite.....	5
2.2.1 Camada limite de velocidade.....	5
2.2.2 Camada limite térmica.....	6
2.3 O regime de escoamento	7
2.3.1 O regime turbulento.....	8
2.3.2 Os efeitos da turbulência	8
2.4 O uso das técnicas de CFD na resolução de problemas de escoamentos	9
CAPÍTULO 3	12
3.1 A experimentação numérica	12
3.2 Considerações sobre a solução de água e glicerina como fluido de escoamento em simulações.....	12
3.3 Testes preliminares	17
3.4 Teste de significância de variáveis	18
3.5 Planejamento numérico-experimental para a obtenção de uma correlação matemática	20
3.5.1 Matriz de planejamento para duas variáveis independentes.....	22
3.5.2 Matriz de planejamento para três variáveis independentes	24
3.6 O modelo numérico de simulação	26

3.6.1 Equações governantes.....	27
3.6.2 Equações Médias de Reynolds - RANS	28
3.6.3 Modelo dos Tensores de Reynolds (RSM).....	30
3.6.4 Método numérico.....	32
3.6.5 Geração do domínio de solução.....	33
3.6.6 Criação da geometria	34
3.6.7 Malha computacional	36
CAPÍTULO 4.....	39
4.1 Testes preliminares	39
4.2 Determinação das variáveis relevantes ao estudo.....	40
4.3 Resultados dos experimentos-numéricos	42
4.3.1 Escoamento sobre a esfera.....	42
4.3.2 Escoamento sobre o cilindro.....	45
4.3.3 Escoamento sobre a placa plana com distintos ângulos de ataque	47
4.3.4 Escoamento sobre o elipsoide de corrente livre paralela à linha da corda	52
4.3.5 Escoamento sobre o elipsoide de corrente livre perpendicular à linha da corda	54
4.3.6 Escoamento sobre o parabolóide de corrente livre paralela à linha da corda.....	56
4.3.7 Escoamento sobre o parabolóide de corrente livre perpendicular à linha da corda	59
4.4 Perfis de distribuições térmicas	61
4.5 Distribuições do CCTC através das superfícies das geometrias	61
4.6 Eficiência da geometria na troca térmica	64
CAPÍTULO 5.....	67
CAPÍTULO 6.....	69
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	70
APÊNDICE	74

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Esquema típico de um problema de convecção. Fonte: Incropera (2008).....	4
Figura 2.2 - Desenvolvimento da camada-limite de velocidade sobre a placa plana. Fonte: Incropera (2008).	6
Figura 2.3 - Desenvolvimento da camada-limite térmica sobre a placa plana. Fonte: Incropera (2008).	6
Figura 2.4 - Desenvolvimento da camada-limite de velocidade com ênfase na mudança do regime de escoamento de laminar para turbulento. Fonte: Incropera (2008).....	7
Figura 2.5 - Flutuações de uma propriedade no regime turbulento descrita com uso da média. Fonte: Ferziger (2002).	9
Figura 3.1 - Fluxograma das etapas numérico-experimentais.	13
Figura 3.2 - Calor específico da glicerina e da água em função da temperatura. Fonte: <i>Glycerine Producers' Association</i> (1963).	14
Figura 3.3 - Condutividade térmica da glicerina e da água em função da temperatura. Fonte: <i>Glycerine Producers' Association</i> (1963).	14
Figura 3.4 - Viscosidade da glicerina e da água em função da temperatura. Fonte: <i>Glycerine Producers' Association</i> (1963).	15
Figura 3.5 - Razão Cp/k da glicerina e da água em função da temperatura. Fonte: <i>Glycerine Producers' Association</i> (1963).	15
Figura 3.6 - Número de Prandtl da glicerina e da água em função da temperatura. Fonte: <i>Glycerine Producers' Association</i> (1963).	17
Figura 3.7 - Generalização para criação de domínio circular e esférico.	34
Figura 3.8 - Geometrias submetidas à análise numérica de escoamento: a) cilindro;.....	35
Figura 3.9 - Malha computacional aplicada ao domínio circular.	36
Figura 3.10 - Malha computacional aplicada ao domínio esférico.....	37
Figura 4.1 - Valores de Nu estimados por CFD e Correlação de Whitaker (1972).....	39
Figura 4.2 - Valores de Nu estimados por CFD e Correlação de Ahmed-Yovanovich (1997)...	40
Figura 4.3 - Contorno de velocidade para o escoamento sobre a esfera: a) em regime laminar, EN 07 e; b) em regime turbulento, EN 08.	43
Figura 4.4 - Superfície de resposta em função das variáveis $X1$ e $X2$ para a esfera.....	44

Figura 4.5 - Contorno de velocidade para o escoamento sobre o cilindro: <i>a</i>) em regime laminar, EN 07 e; <i>b</i>) em regime turbulento, EN 08.....	46
Figura 4.6 - Superfície de resposta em função das variáveis <i>X1</i> e <i>X2</i> para o cilindro.....	47
Figura 4.7 - Contorno de velocidade para o escoamento ao redor da placa: <i>a</i>) em regime turbulento e $\theta = 0^\circ$, EN 13; <i>b</i>) em regime turbulento e $\theta = 30^\circ$, EN 15; <i>c</i>) em regime laminar e $\theta = 30^\circ$, EN 11 e; <i>d</i>) em regime turbulento e $\theta = 90^\circ$, EN 14.	49
Figura 4.8 - Superfície de resposta em função das variáveis <i>X1</i> e <i>X2</i> para a placa plana ($X3 = 0$).	50
Figura 4.9 - Superfície de resposta em função das variáveis <i>X1</i> e <i>X3</i> para a placa plana ($X2 = 0$).51	
Figura 4.10 - Superfície de resposta em função das variáveis <i>X2</i> e <i>X3</i> para a placa plana ($X1 = 0$).	51
Figura 4.11 - Contorno de velocidade para o escoamento paralelo ao elipsoide: <i>a</i>) em regime laminar, EN 07 e; <i>b</i>) em regime turbulento, EN 08.....	53
Figura 4.12 - Superfície de resposta em função das variáveis <i>X1</i> e <i>X2</i> para o escoamento paralelo sobre o elipsoide.	53
Figura 4.13 - Contorno de velocidade para o escoamento perpendicular ao elipsoide: <i>a</i>) em regime laminar, EN 07 e; <i>b</i>) em regime turbulento, EN 08.....	55
Figura 4.14 - Superfície de resposta em função das variáveis <i>X1</i> e <i>X2</i> para o escoamento perpendicular sobre o elipsoide.	56
Figura 4.15 - Contorno de velocidade para o escoamento paralelo ao parabolóide: <i>a</i>) em regime laminar, EN 07 e; <i>b</i>) em regime turbulento, EN 08.....	57
Figura 4.16 - Superfície de resposta em função das variáveis <i>X1</i> e <i>X2</i> para o escoamento paralelo sobre o parabolóide.....	58
Figura 4.17 - Contorno de velocidade para o escoamento perpendicular ao parabolóide: <i>a</i>) em regime laminar, EN 07 e; <i>b</i>) em regime turbulento, EN 08.....	60
Figura 4.18 - Superfície de resposta em função das variáveis <i>X1</i> e <i>X2</i> para o escoamento perpendicular sobre o parabolóide.....	60
Figura 4.19 - Perfis de distribuição térmica dos escoamentos em regime laminares sobre o: <i>a</i>) cilindro, EN 07; <i>b</i>) esfera, EN 07; <i>c</i>) placa, EN 11; <i>d</i>) elipsoide (fluxo paralelo), EN 07; <i>e</i>) elipsoide (fluxo perpendicular) , EN 07; <i>f</i>) parabolóide (fluxo paralelo) , EN 07 e; <i>g</i>) parabolóide (fluxo perpendicular) , EN 07.	62

Figura 4.20 - Perfil de distribuição do CCTC ao longo de um filete da superfície da geometria em escoamento paralelo a linha da corda.	63
Figura 4.21 - Comparação de valores de CCTC por geometria.	65

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Informações dos escoamentos simulados na etapa de teste preliminares.	18
Tabela 3.2 - Informações de propriedades das substâncias e regime de escoamento do teste 2^k	19
Tabela 3.3 - Níveis das variáveis de estudo do teste 2^k	20
Tabela 3.4 - Informações das condições dos escoamentos analisados para a obtenção dos valores resposta para a composição do PCC.....	20
Tabela 3.5 - Matriz de planejamento do PCC em função de 2 variáveis independentes.....	23
Tabela 3.6 - Valores dos níveis do PCC em função de 2 variáveis independentes.	23
Tabela 3.7 - Tabela de orientação para as simulações dos casos do PCC em função de 2 variáveis independentes.	24
Tabela 3.8 - Matriz de planejamento do PCC em função de 3 variáveis independentes.....	25
Tabela 3.9 - Codificação das variáveis do PCC em função de Re , Pr e θ	26
Tabela 3.10 - Tabela de orientação para simulações dos casos do PCC em função de 3 variáveis independentes.	27
Tabela 3.11 - Hardware e software utilizado para a realização das simulações numéricas	27
Tabela 3.12. - Diretrizes básicas para a criação de geometrias por generalização.....	35
Tabela 3.13 - Informações estatísticas da malha computacional na forma circular.	37
Tabela 3.14 - Informações estatísticas da malha computacional na forma esférica.....	38
Tabela 4.1 - Resultado numérico-experimental para o teste 2^k	41
Tabela 4.2 - Efeitos estimados pelo planejamento fatorial 2^k ($R^2=0,96$)	41
Tabela 4.3 - Resultado numérico-experimental do PCC para a esfera.....	43
Tabela 4.4 - Resultado numérico-experimental do PCC para a cilindro.	45
Tabela 4.5 - Resultado numérico-experimental do PCC para a placa plana.	48
Tabela 4.6 - Resultado numérico-experimental do PCC para o elipsoide (fluxo paralelo).....	52
Tabela 4.7 - Resultado numérico-experimental do PCC para elipsoide (fluxo perpendicular).	54
Tabela 4.8 - Resultado numérico-experimental do PCC para o parabolóide (fluxo paralelo).	57
Tabela 4.9 - Resultado numérico-experimental do PCC para o parabolóide (fluxo perpendicular).....	59
Tabela 4.10 - Percentual de redução do CCTC na inversão do fluxo de corrente.....	66

0.1Tabela Apêndice A1 - Condutividade térmica (k) da glicerina e suas soluções. Fonte: <i>Glycerine Producers' Association</i> (1963).....	75
0.2Tabela Apêndice A2 - Viscosidade (μ) da glicerina e suas soluções. Fonte: <i>Glycerine Producers' Association</i> (1963).....	76
0.3Tabela Apêndice A3 - Calor específico (C_p) da glicerina e suas soluções. Fonte: <i>Glycerine Producers' Association</i> (1963).....	77

LISTA DE SÍMBOLOS

- A_s - área disponível à troca térmica por convecção (m^2)
- C - termo convectivo do modelo RSM
- C_p - calor específico do fluido e ($J.kg^{-1}.°C^{-1}$)
- D - termo de transporte difusivo do modelo RSM
- d - diâmetro característico (m)
- h - Coeficiente Convectivo de Transferência de Calor ($W.m^{-2}.°C^{-1}$)
- \bar{h} - Coeficiente Convectivo de Transferência de Calor Médio ($W.m^{-2}.°C^{-1}$)
- k - condutividade térmica ($W.m^{-1}.°C^{-1}$)
- L - comprimento característico (m)
- Nu - Número de Nusselt
- P - termo de pressão do modelo RSM
- p - pressão (Pa)
- Pr - Número de Prandtl
- q - taxa de transferência de calor por convecção (W)
- q'' - fluxo de transferência de calor por convecção ($W.m^{-2}$)
- Re - Número de Reynolds
- t - tempo (s)
- T - temperatura do fluido ($°C$)
- T_s - temperatura do sólido ($°C$)
- T_∞ - temperatura de aproximação do fluido ou da corrente livre ($°C$)
- v - velocidade do fluido (m/s)
- v_∞ - velocidade média de aproximação do fluido ou da corrente livre ($m.s^{-1}$)
- x_c - ponto crítico de transição do regime laminar para turbulento (m)
- Símbolos Gregos
- α - difusividade térmica ($m^2.s^{-1}$)
- δ_{ij} - delta de Kronecker
- δ_v - espessura da camada limite de velocidade (m)
- δ_T - espessura da camada limite térmica (m)
- θ - ângulo de ataque

μ - viscosidade dinâmica do fluido ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$)

μ_∞ - viscosidade dinâmica do fluido estimada em T_∞ ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$)

μ_S - viscosidade dinâmica do fluido estimada em T_S ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$)

ρ - densidade do fluido ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)

φ - tensor de fluxo turbulento ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot^\circ\text{C}^{-1}$)

ϵ - termo de dissipação viscosa do modelo RSM

ϕ - termo de pressão do modelo RSM

τ - tensão de cisalhamento ($\text{N}\cdot\text{m}^{-2}$)

RESUMO

Os coeficientes convectivos de transferência de calor são essenciais para o projeto e controle de processos térmicos que envolvam o mecanismo térmico de convecção. A avaliação experimental dos coeficientes de película não é algo trivial porque são parâmetros que dependem simultaneamente da geometria do sistema, das características fluidodinâmicas do escoamento e das propriedades físico-químicas do fluido. Assim, uma interessante alternativa para estimar os coeficientes convectivos de transferência de calor seria aplicar técnicas de CFD, nas quais as Equações de Transporte são resolvidas numérica e simultaneamente. Logo, este trabalho teve como principal objetivo aplicar as técnicas de CFD para avaliar os coeficientes de película em geometrias convencionais (placas, cilindros e esferas) e não-convencionais (elipsoide e parabolóide), compará-los com valores advindos da literatura e correlacioná-los em função dos Números de Reynolds e Prandtl e da inclinação do escoamento. Foram realizados estudos estatísticos a partir dos resultados numéricos para a obtenção de correlações matemáticas que descrevessem o comportamento do fenômeno físico. Os resultados mostraram que o Coeficiente Convectivo de Transferência de Calor é diretamente proporcionais aos números de Reynolds e Prandtl, sendo Reynolds mais impactante no valor deste coeficiente que o Número Prandtl. Sobre a inclinação do escoamento em relação à superfície sólida, pôde-se perceber que esta realiza uma forma de resistência, que por sua vez reduz os valores obtidos para o Coeficiente Convectivo de Transferência de Calor cujo efeito é mais acentuado para altos valores de Reynolds. Concernente à eficiência de performance na transferência de calor, verificou-se que, em escoamento paralelo, o Coeficiente Convectivo de Transferência de Calor é inversamente proporcional à esfericidade da geometria.

Palavras-Chave: coeficientes de película, simulação numérica, escoamento.

ABSTRACT

The convection heat transfer coefficients are essential for thermal project and process controls involving the mechanism of convection. In a solid-fluid system, the experimental evaluation of the film coefficient is not trivial because it depends simultaneously on the contact geometry, the fluid dynamics characteristics of the flow and the physical properties of the fluid. Thus, an interesting alternative to estimate the convection heat transfer coefficient would be to apply CFD techniques, in which the Transport Equations are solved numerically and simultaneously. So, this work aimed to apply the CFD techniques to evaluate the film coefficients in conventional (plates, cylinders and spheres) and non-conventional geometries (ellipsoid and paraboloid) comparing them with values coming from the literature and create correlations according to the Reynolds and Prandtl numbers, as well as the slope of the flow. Statistical studies were carried out from the numerical results to obtain a mathematical correlation that describes the behavior of the physical phenomenon. The results showed that the convection heat transfer coefficient are directly proportional to Reynolds and Prandtl, with Reynolds being more impacting in the value of this coefficient than Prandtl. On the slope of the flow in relation to the solid surface, it can be seen that this one realizes a form of resistance, which in turn reduces the values obtained for convection heat transfer coefficient that is more accentuated to high values of Reynolds. Concerning the efficiency of heat transfer performance, it was found that, in parallel flow, the convection heat transfer coefficient is inversely proportional to the sphericity of the geometry.

Keywords: film coefficient, numerical simulation, flow.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Nos projetos de equipamentos e no controle dos processos térmicos, todas as formas de energia são importantes para o engenheiro. Porém, em se tratando de Fenômenos de Transporte, a atenção é direcionada à transferência de calor que pode se dar por meio de três mecanismos: condução, convecção e radiação. Dentre os mecanismos térmicos citados, a convecção requer especial tratamento devido ao fato de estar intrinsecamente acoplada ao transporte de quantidade de movimento.

Para um sistema sólido-fluido, o transporte de energia na forma de calor por convecção ocorre quando o fluido e a superfície sólida apresentam um gradiente térmico e as taxas de transferência de energia podem variar de acordo com a característica fluidodinâmica do escoamento, geometria da superfície de contato e propriedades físico-químicas da espécie fluida envolvida (BURMEISTER, 1983).

Em tese, em um determinado sistema sólido-fluido, todos os gradientes térmicos ou taxas de calor poderiam ser calculados sob a óptica dos Fenômenos de Transporte, mediante a solução conjunta da Equação da Energia Térmica com a Equação do Movimento e a Equação da Continuidade, subsidiadas por uma Equação de Estado e Correlações para descrição de outras propriedades físicas em função da temperatura e pressão. Na prática, a solução mencionada não é nada trivial devido à complexidade matemática demandada pelo fenômeno.

Alternativamente, a forma usual empregada para a obtenção dos efeitos da convecção está baseada na Lei de Resfriamento de Newton (Equação 1.1). A Lei de Resfriamento de Newton é descrita por uma equação algébrica de relativa simplicidade que compatibiliza, mediante uma constante de proporcionalidade, a taxa de calor transferida com a área disponível à transferência e a diferença de temperaturas.

$$q = hA_s(T - T_\infty) \quad (1.1)$$

Na Lei de Resfriamento de Newton, a constante de proporcionalidade (h) é denominada de coeficiente convectivo de transferência de calor – CCTC ou simplesmente de coeficiente de película (BIRD *et al.*, 2004). Pragmaticamente, a previsão do CCTC é essencial

na elaboração de projetos ou equipamentos térmicos e seu desconhecimento inviabilizaria qualquer tomada de decisão, até mesmo no âmbito do controle de processos. Assim, antes dos projetos de equipamentos térmicos, é essencial que os coeficientes de películas sejam necessariamente conhecidos ou passíveis de determinação. Tradicionalmente, a determinação dos coeficientes de película ocorre de maneira experimental exigindo instrumentação e investimentos financeiros por vezes onerosos (CHURCHILL; OZOE, 1973).

O uso de correlações empíricas tem se mantido há décadas como uma forma de determinação do CCTC. Por serem empíricas, estas correlações não são consideradas ciências exatas. Todavia, as correlações para a estimativa do CCTC estão disponíveis para diversas configurações no mecanismo de convecção natural e forçada, sendo tipicamente formuladas com uso dos adimensionais de Nusselt, Prandtl, Reynolds, Grashof e Rayleigh (BIRD *et al.*, 2004).

Vários autores formularam, com uso de adimensionais, correlações para a determinação do CCTC no mecanismo de convecção forçada para casos de escoamento turbulento em tubos circulares (PETUKHOV, 1970), escoamento laminar em tubos circulares (LIENHARD; LIENHARD, 2008), escoamento turbulento em dutos não circulares (INCROPERA, 2008), escoamento cruzado sobre um cilindro circular (CHURCHILL; BERNASTEN, 1977), escoamento paralelo sobre uma placa plana (ZUKAUSKAS; SLANCIAUSKAS, 1987) e no mecanismo de convecção natural para casos de escoamento externo sobre superfície vertical (CHURCHILL; CHU, 1975A), sobre superfície horizontal (MCADAMS, 1954), sobre superfície plana inclinada (RICH, 1953), sobre o cilindro horizontal longo (CHURCHILL; CHU, 1975B), sobre esferas (CHURCHILL, 2002) e entre outras.

Atualmente, devido aos avanços de diversas ferramentas computacionais, é possível avaliar propriedades de escoamentos a partir das Equações de Transporte em *softwares* que fazem uso de técnicas numéricas específicas, comumente englobados sob a denominação de CFD, sigla em inglês para *Computational Fluid Dynamics* (MALISKA, 2004).

A ciência da Fluidodinâmica Computacional tem se mostrado como uma técnica indispensável nos dias atuais. Utilizado no desenvolvimento de projetos avançados nas mais diversas áreas (espacial, bélico e medicinal), o CFD é capaz de simular problemas extremamente não lineares e difíceis de serem previstos em estudos analíticos ou experimentais. Mas a ferramenta também apresenta desvantagens como os erros de truncamento, problemas de definição e representação de contornos e elevados custos de licenças (excluem-se aqui os

softwares de distribuição gratuita) e os custos de aquisição de microcomputadores cada vez mais exigidos pelos *softwares* (PLETCHER *et al.*, 1997).

1.1 Objetivos

Visto a importância do Coeficiente Convectivo de Transporte de Calor tanto na elaboração de projetos térmicos como no controle de processos, este estudo tem por finalidade avaliar, pelo uso da técnica de Fluidodinâmica Computacional, os Coeficientes Convectivos de Transferência de Calor em função do Número de Reynolds, Número de Prandtl e da inclinação do escoamento para as geometrias convencionais (placas, cilindros e esferas) e geometrias não-convencionais (elipsoide e parabolóide) como metodologia alternativa em relação à determinação exclusivamente empírica dominante.

Comprovar, com uso da correlação de Whitaker (1972), a viabilidade da utilização da técnica de CFD na estimativa numérica dos Coeficientes Convectivos de Transferência de Calor para a esfera e, se comprovada, estender este entendimento a todas as geometrias estudadas.

Obter uma correlação que descreva o comportamento dos CCTC médios calculados numericamente por CFD através da Técnica de Superfície de Resposta em um intervalo pré-definido para as geometrias convencionais e não-convencionais.

Exclui-se do escopo deste trabalho a avaliação das diferentes rugosidades de paredes sendo considerado, em todos os casos estudados, parede lisa para os sólidos em contato com o fluido.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo, são apresentados alguns conceitos básicos sobre o mecanismo de convecção de calor para um sistema sólido-fluido, envolvendo os regimes de escoamento turbulento e laminar, sendo feita uma revisão de trabalhos recentes que fazem uso da técnica de CFD para resolução de problemas envolvendo o mecanismo de convecção de calor.

2.1 O mecanismo de transferência de calor por convecção

Como mencionado anteriormente, o transporte de calor por convecção ocorrerá sempre que seja observado a diferença de temperatura entre a fase fluida e a fase sólida, ocorrendo transferência de energia da fase quente para a fase fria.

Um típico problema de convecção é ilustrado na Figura 2.1, em que um fluido a uma temperatura T_∞ , escoando a uma velocidade v , encontra um objeto de geometria arbitrária de temperatura de superfície igual a T_s . Sendo T_∞ diferente de T_s , então ocorrerá transferência de energia e o Coeficiente Convectivo de Transferência de Calor ou coeficiente de película (h) poderá ser obtido pela formulação adequada.

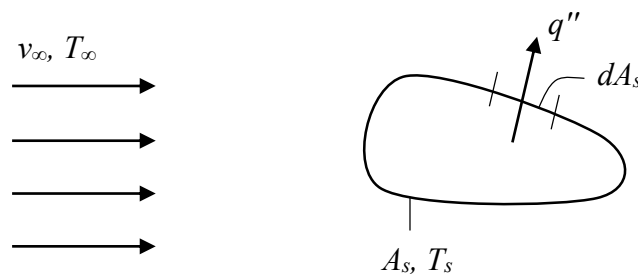


Figura 2.1 - Esquema típico de um problema de convecção. Fonte: Incropera (2008).

A definição para o fluxo de calor local é:

$$q'' = h (T_s - T_\infty) \quad (2.1)$$

A taxa total de transferência de calor pode então ser calculada pela integração do fluxo de calor local por toda a área da superfície.

$$q = (T_s - T_\infty) \int_{A_s} h dA_s \quad (2.2)$$

Definido o coeficiente convectivo médio (\bar{h}) para toda a superfície, a taxa total de transferência de calor pode ser expressa por:

$$q = \bar{h} A_s (T_s - T_\infty) \quad (2.3)$$

Reorganizando a equação anterior, obtém-se:

$$\bar{h} = \frac{1}{A_s} \int_{A_s} h dA_s \quad (2.4)$$

Sendo esta, a dependência do Coeficiente Convectivo de Transferência de Calor Médio (\bar{h}) com o Coeficiente Convectivo de Transferência de Calor Local (h).

2.2 Camada limite

2.2.1 Camada limite de velocidade

A camada limite de velocidade ocorrerá sempre que um fluido e uma superfície sólida, em velocidades diferentes, estiverem em contato conforme demonstrado na Figura 2.2. No caso do escoamento de um fluido com velocidade diferente de zero em contato com uma superfície sólida com velocidade nula, verifica-se que a velocidade do fluido diminuirá progressivamente à medida que a distância da parede diminua, até o limite da velocidade igual a zero para o fluido em contato com a superfície. Pode-se considerar que haverá sempre uma camada que retarde a camada vizinha, retardo este associado à tensão de cisalhamento, τ .

Conforme Eq. 2.5, a espessura da camada limite δ_v , é definida como o lugar geométrico dos pontos em que a velocidade paralela à superfície atinja 99% da velocidade externa (WHITE, 2011).

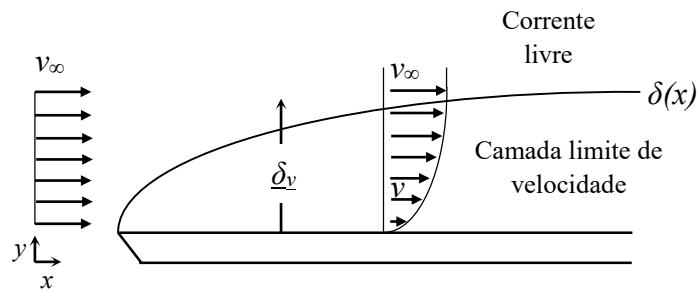


Figura 2.2 - Desenvolvimento da camada-limite de velocidade sobre a placa plana. Fonte: Incropera (2008).

$$\delta_v = y|_{v=0,99v_\infty} \quad (2.5)$$

2.2.2 Camada limite térmica

Assim como a camada limite de velocidade ocorre devido à diferença de velocidade do fluido em relação à superfície sólida, a camada limite térmica ocorrerá sempre que houver diferenças de temperatura entre o fluido e a parede sólida. A temperatura do fluido e da parede sólida se aproximarão progressivamente com a diminuição da distância em relação à parede, até que, a temperatura da parede e da partícula imediatamente vizinha à parede sejam iguais. A Figura 2.3 ilustra este fenômeno.

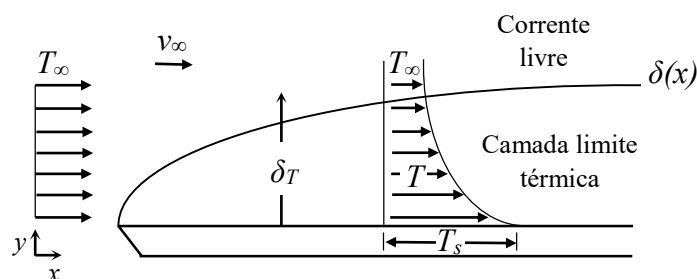


Figura 2.3 - Desenvolvimento da camada-limite térmica sobre a placa plana. Fonte: Incropera (2008).

A espessura da camada limite térmica será definida matematicamente como:

$$\delta_T = y \left| \frac{T_s - T}{T_s - T_\infty} = 0,99 \right. \quad (2.6)$$

2.3 O regime de escoamento

O comportamento da camada limite em relação ao regime de escoamento é um fator de alta relevância para o entendimento do problema de transferência de calor aliada ao escoamento e o primeiro passo é determinar se o regime preponderante do caso a ser estudado refere-se ao escoamento laminar ou turbulento. Para casos conhecidos, o escoamento será considerado laminar ou turbulento a depender do valor do Número de Reynolds.

A Figura 2.4 ilustra o escoamento sobre uma placa plana que se inicia laminar e, após percorrida a distância até o ponto crítico (x_c), se transforma em turbulento com a respectiva dispersão fluida.

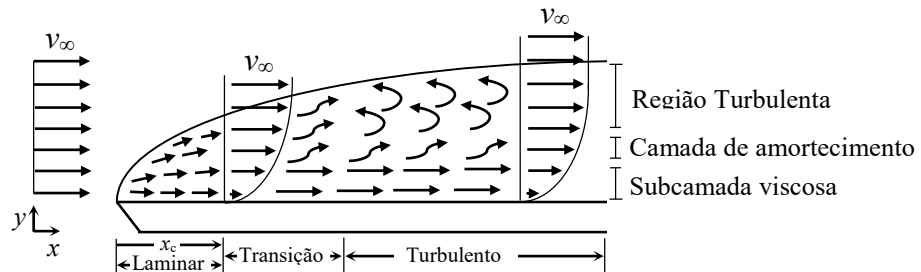


Figura 2.4 - Desenvolvimento da camada-limite de velocidade com ênfase na mudança do regime de escoamento de laminar para turbulento. Fonte: Incropera (2008).

Entre o escoamento laminar e turbulento existe uma camada de transição cujos movimentos do tipo laminar e turbulento oscilam aleatoriamente. Na camada laminar o escoamento é extremamente ordenado, sendo possível identificar linhas de correntes ao longo das quais as partículas do fluido se movimentam. Já o escoamento na camada turbulenta é altamente irregular e caótico, favorecendo a difusão de calor e tornando extremamente dificultosa

qualquer predição do perfil de velocidade no tempo, podendo inclusive ser encontradas velocidades maiores que a velocidade da corrente livre (INCROPERA, 2008).

2.3.1 O regime turbulento

O regime turbulento foi inicialmente reportado em 1839 por um engenheiro alemão chamado G. H. L. Hagen que, após deduzir a lei da queda de pressão de água em um duto longo, percebeu que sua formulação matemática deixava de valer quando do aumento da vazão do fluido além de um certo limite e assertivamente declarou que deveria haver um segundo modo de escoamento. Até que, 44 anos mais tarde, o professor de engenharia britânico chamado Osborne Reynolds mostrou que esta mudança de escoamento era dependente da viscosidade e enunciou assim a formulação que leva o seu nome.

Na interação sólido-fluido, a turbulência é caracterizada por irregularidades nas linhas de corrente quando o fluido em movimento entra em contato com uma superfície sólida, quebrando o padrão laminar de escoamento. A quebra do padrão laminar ocorre quando um determinado número de Reynolds é atingido. Porém, o valor de Reynolds não é absoluto para a determinação do início do padrão turbulento, mas este número pode variar a depender da geometria do escoamento, da rugosidade superficial de contato e do nível de flutuação na corrente de entrada (WHITE, 2011).

2.3.2 Os efeitos da turbulência

Escoamentos turbulentos são de grande utilidade na indústria, porém, este é um fenômeno extremamente complexo. Conforme já citado, uma medida matemática eficaz na determinação do escoamento turbulento é o número de Reynolds. Quando o número de Reynolds for elevado o bastante, as flutuações do escoamento serão ampliadas e o escoamento será turbulento.

Embora existam boas predições matemáticas para o fenômeno, os detalhes de um escoamento turbulento são muito complexos e de caráter extremamente aleatório para serem postos matematicamente.

No caso turbulento, tanto para a velocidade, a temperatura ou outra propriedade do escoamento, a equação média temporal é a expressão matemática mais amplamente aplicada para a filtragem temporal e consiste no seguinte equacionamento (Equação 2.7):

$$P = \bar{P} + P' \quad (2.7)$$

Na Equação 2.7, sendo P uma propriedade qualquer do escoamento, \bar{P} é o valor médio em função do tempo e P' é a diferença entre o valor médio e o valor do desvio provocado pela flutuação, de tal forma que uma propriedade do escoamento pode ser descrita em alusão aos seus valores médios e seus valores de flutuação. A Figura 2.5 relaciona os componentes presentes na Equação 2.7.

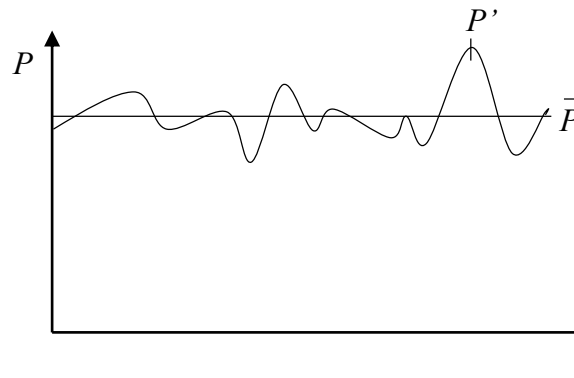


Figura 2.5 - Flutuações de uma propriedade no regime turbulento descrita com uso da média.

Fonte: Ferziger (2002).

2.4 O uso das técnicas de CFD na resolução de problemas de escoamentos

Os *softwares* de simulação via CFD têm se mostrado cada vez mais constantes como ferramentas de apoio às pesquisas. Diversos autores utilizando esta técnica obtiveram bons resultados também na simulação de escoamentos envolvendo transferência de calor. Derome *et al.* (2007), ao estudarem formas de determinação dos Coeficiente Convectivos de Transferência de Calor via CFD, avaliaram que a técnica se mostrou confiável e enfatizaram sobre os cuidados a serem tomados na seleção e preenchimento dos parâmetros de um modelo. Ibrahim (2014), em seu trabalho investigativo de transferência de calor através de escoamento tubular, destaca que muitos problemas de convecção forçada em escoamentos turbulentos que estão presentes

na indústria de processos são extremamente complicados para serem estudados analiticamente e conclui que uma alternativa viável é a utilização de modelos empíricos e soluções numéricas. E em estudos mais específicos Rashad *et al.* (2013), Czarnota e Wagner (2014), Yaici *et al.* (2014), Budak *et al.* (2016), Adewumi *et al.* (2017) e Bairi *et al.* (2017), fazendo uso da técnica de CFD, obtiveram resultados experimentais e resultados numéricos bastante coerentes, ressaltando desta forma a viabilidade no uso das ferramentas de Fluidodinâmica Computacional.

Diversas empresas desenvolvedoras de *softwares* têm criado ferramentas cada vez mais abrangentes em termos de condições e modelos de simulações. Glatzel *et al.* (2008), ao avaliarem diversos códigos comerciais (CFD-ACE+, CFX, FLOW-3D e FLUENT) para simulação de problemas da engenharia de microfluído, concluíram que os resultados obtidos para os diferentes programas foram consistentes entre si e destacaram ainda que os códigos são instrumentos valiosos no desenvolvimento de turbo máquinas e de componentes aeroespacial. Outrossim, Jeong e Seong (2014), ao compararem o modelo dos volumes finitos (ANSYS CFX e FLUENT) com o modelo dos elementos finitos (ADINA), dois métodos numéricos amplamente utilizados nos programas de Fluidodinâmica Computacional, concluíram que o modelo carregado por ADINA é mais susceptível à influências devido ao tipo e qualidade da malha computacional, quando comparado com o modelo carregado por ANSYS CFX e FLUENT, e que a simulação com uso do modelo dos volumes finitos apresenta tempo de cálculo menor que a mesma simulação com uso do modelo dos elementos finitos.

A turbulência em escoamentos tem sido alvo de numerosos estudos através da técnica de CFD, sendo observada a existência de uma melhoria nos resultados em função da inserção de modelos turbulentos cada vez mais robustos. Zhou *et al.* (2017), ao compararem resultados experimentais com resultados numéricos obtidos por meio de diversos modelos de turbulência, incluindo o Modelo do Tensor de Reynolds (RSM) para o caso do escoamento forçado sobre o cilindro, concluem que os modelos turbulentos analisados apresentaram bons resultados e que o modelo RSM apresentou melhores resultados que os demais para $Re > 10^5$. Masoudian *et al.* (2015), ao desenvolverem um modelo de turbulência baseado no RSM para o caso de um escoamento turbulento de fluidos com adição de polímeros para redução do fator de arrasto, propuseram um equacionamento que se mostrou adequado quanto aos resultados do tensor de cisalhamento, perfil de velocidade, estatística do fenômeno turbulento e do percentual de redução do fator de arrasto no escoamento.

Apresentados os conceitos básicos do mecanismo de convecção de calor idem as metodologias mais avançadas e utilizadas recentemente na resolução de problemas destes relacionados a esta área, o próximo capítulo caracteriza a metodologia a ser utilizada neste trabalho.

CAPÍTULO 3

METODOLOGIA

No presente capítulo, apresenta-se as principais informações sobre os modelos estatísticos utilizados para a realização deste trabalho, bem como as propriedades de escoamentos analisados para cada estudo estatístico. O código-numérico, o *software* resolvidor e outros aspectos importantes envolvendo a técnica de CFD também são discutidos.

3.1 A experimentação numérica

Experimentos numéricos foram realizados com o objetivo de compreender o comportamento do Coeficiente Convectivo de Transferência de Calor em função do Número de Reynolds, do Número de Prandtl e do ângulo de ataque do escamento. A experimentação numérica consistiu na realização de simulações de escoamentos sobre as geometrias convencionais (placa, cilindro e esfera) e não-convencionais (elipsoide e parabolóide).

Com o intuito de se obter a confiabilidade necessária para atendimento aos objetivos deste trabalho, três etapas foram realizadas. Primeiramente, foram executados estudos testes de caráter preliminares no intento de avaliar a capacidade preditiva do código numérico disponível no *software* utilizado para realização das simulações. Em seguida e com a finalidade de embasar matematicamente as simulações posteriores, um Planejamento Fatorial 2^k foi realizado para se determinar as variáveis que poderiam influenciar a resposta. E finalmente, um Planejamento Composto Central (PCC) foi desenvolvido objetivando obter os parâmetros de uma função matemática (Correlação e Superfície de Resposta) que descrevesse o comportamento do coeficiente de película (h) para quaisquer valores de Reynolds, Prandtl e ângulo de ataque dentro da faixa operacional pré-determinada. O fluxograma apresentado na Figura 3.1 resume as etapas numérico-experimentais descritas e traz outras informações importantes.

3.2 Considerações sobre a solução de água e glicerina como fluido de escoamento em simulações

O uso de soluções aquosas de glicerina como fluido de escoamento em simulações é interessante devido ao fato de a água e a glicerina pura apresentarem valores do Número de

Prandtl bastante distintos. Esta distinção possibilita uma significativa abrangência em termos de faixa operacional para a composição de um estudo estatístico.

Água pura e glicerina pura apresentam valores de calor específico (C_p) e de condutividade térmica (k) na mesma ordem de grandeza. Porém, esta ocorrência não é observada para a viscosidade (μ), apesar de a glicerina ser uma substância altamente higroscópica. Então, exceto para a viscosidade, valores médios ponderados de C_p e k poderiam, a princípio, ser utilizados. A seguir são apresentados graficamente, os valores de calor específico (C_p), condutividade térmica (k) e viscosidade (μ) da água e da glicerina pura, em função da temperatura nas Figuras 3.2, 3.3 e 3.4 respectivamente.

Para a faixa de temperatura selecionada, é mostrado nas figuras que o calor específico (C_p) e a condutividade térmica (k) da água e da glicerina pura estão em uma mesma ordem de grandeza. Já em relação à viscosidade (μ), a variação desta propriedade com a temperatura é bastante significativa e a glicerina pura apresenta um decréscimo de 84% em relação ao seu valor inicial para a variação térmica de 20°C.

Com a finalidade de se observar o nível de variação da razão C_p/k tanto da água quanto da glicerina pura em função da temperatura, apresenta-se a Figura 3.5.

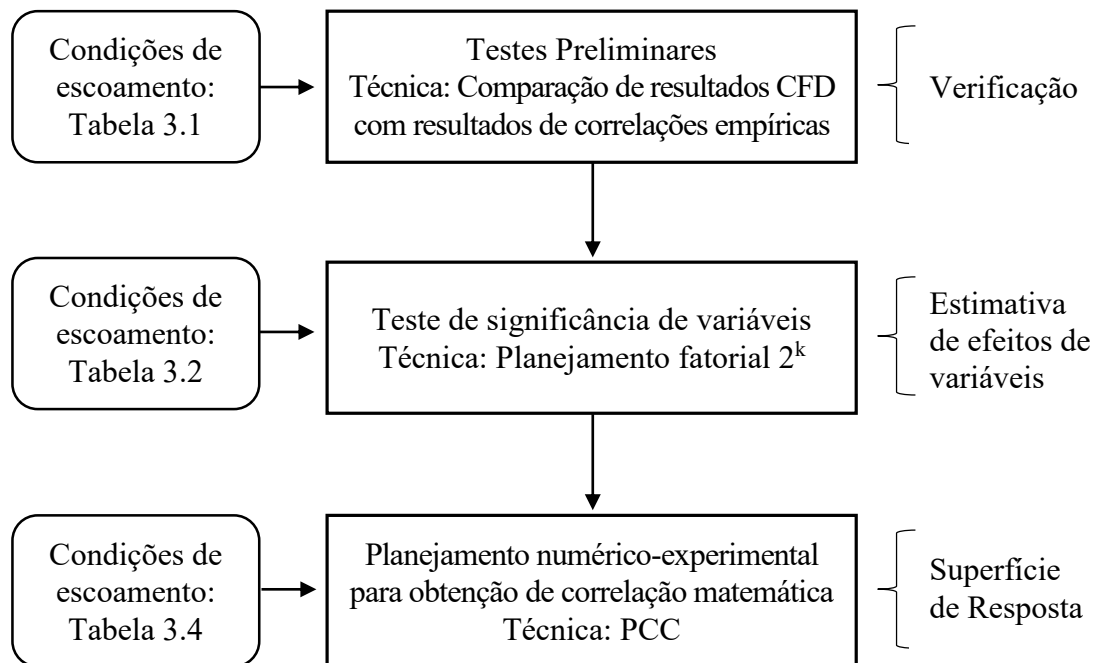


Figura 3.1 - Fluxograma das etapas numérico-experimentais.

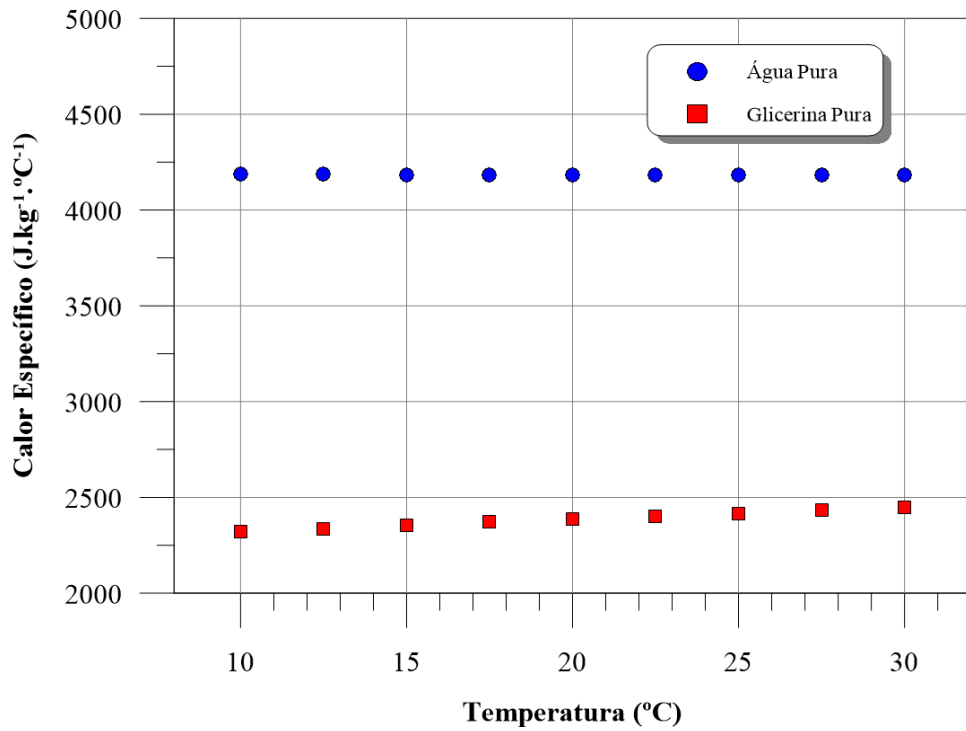


Figura 3.2 - Calor específico da glicerina e da água em função da temperatura. Fonte: *Glycerine Producers' Association (1963)*.

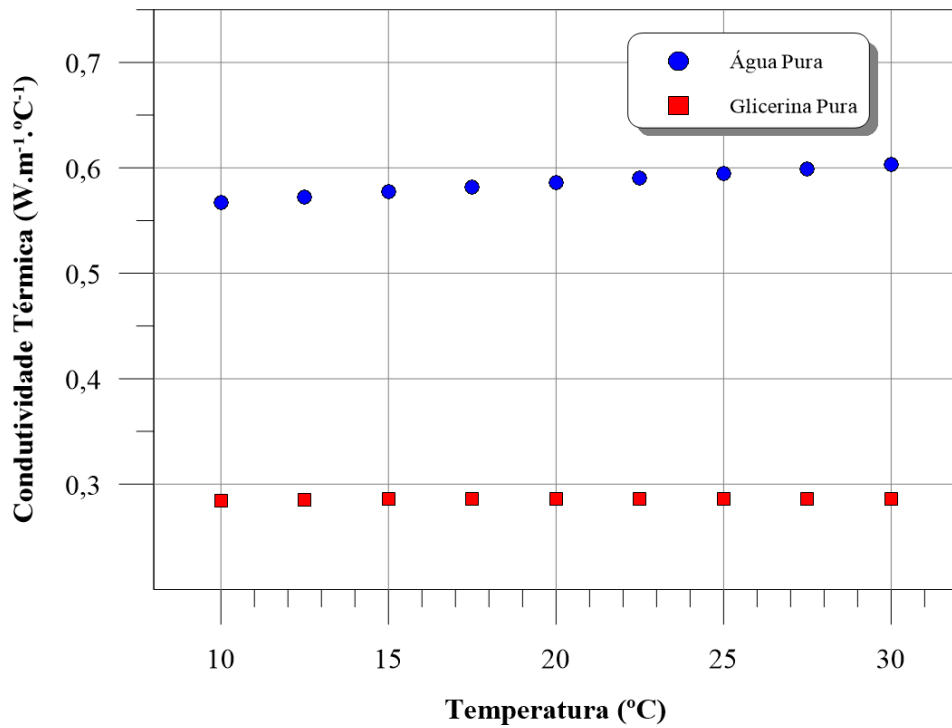


Figura 3.3 - Condutividade térmica da glicerina e da água em função da temperatura. Fonte: *Glycerine Producers' Association (1963)*.

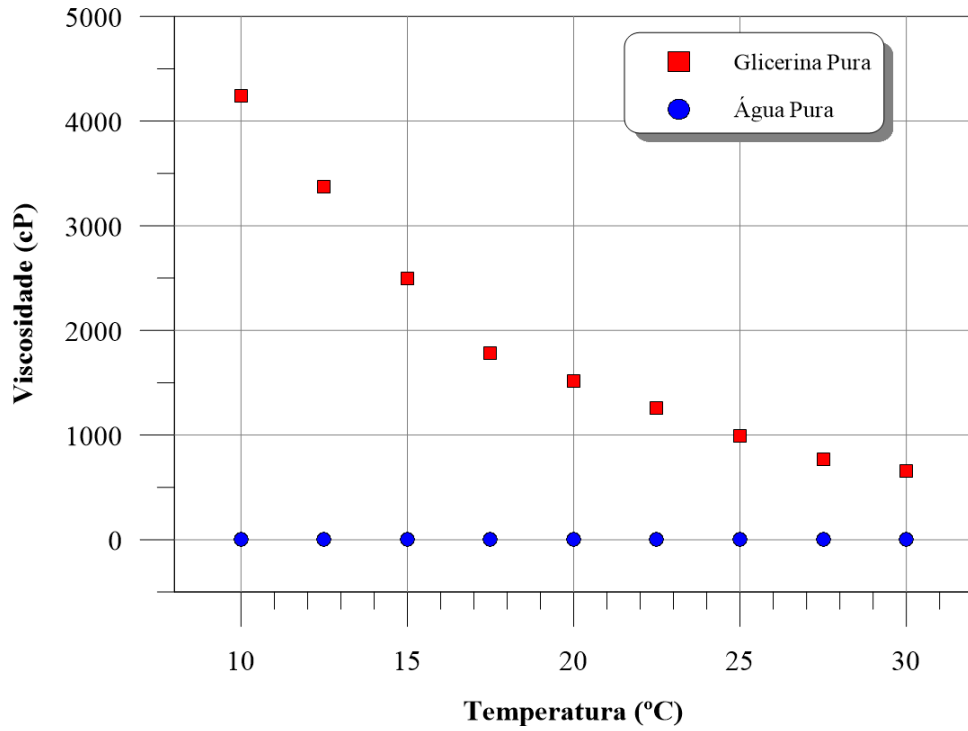


Figura 3.4 - Viscosidade da glicerina e da água em função da temperatura. Fonte: *Glycerine Producers' Association* (1963).

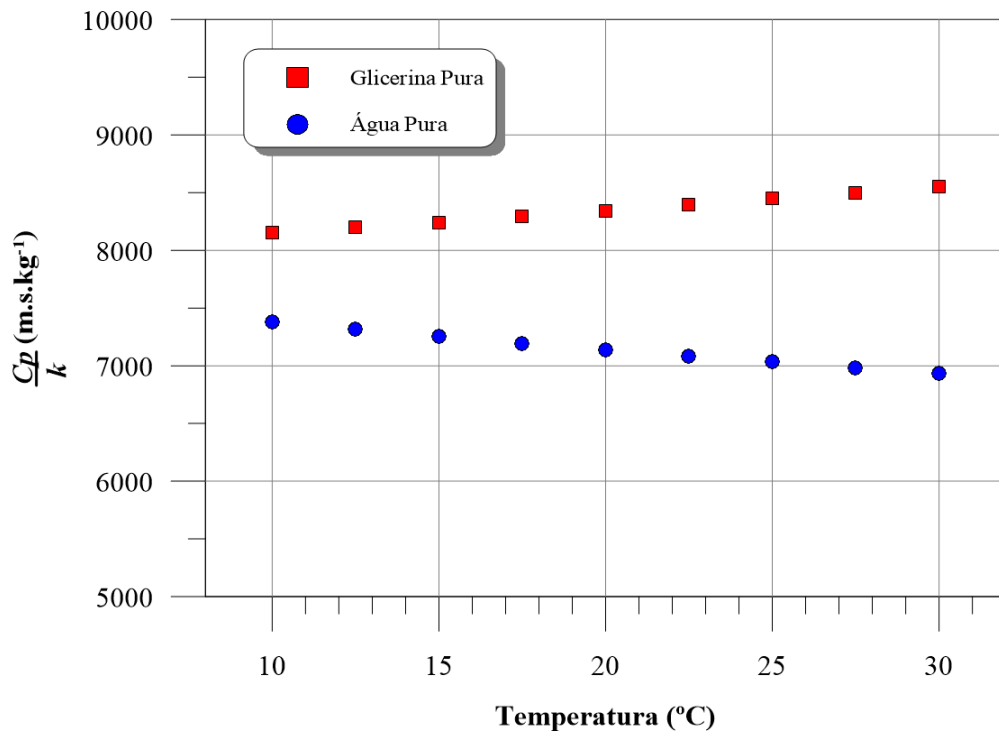


Figura 3.5 - Razão C_p/k da glicerina e da água em função da temperatura. Fonte: *Glycerine Producers' Association* (1963).

A Figura 3.5 indica que a razão do calor específico pela condutividade térmica (Cp/k) para a glicerina pura apresenta uma variação na ordem de apenas 2,4%, enquanto a água pura exibe uma variação inferior a 3,2%. Logo, por efeitos práticos, considera-se constante o valor de Cp/k tanto para a água quanto para a glicerina pura em seus valores médios de 7146 e 8346 ($m.s.kg^{-1}$), respectivamente. Então, a única propriedade física capaz de proporcionar mudança no Número de Prandtl a fim de alcançar a faixa operacional desejada para este adimensional seria a viscosidade do fluido, visto que o calor específico e a condutividade térmica foram consideradas constantes na faixa de temperatura analisada. Neste sentido, a Figura 3.6 apresenta a variação do Número de Prandtl em função da temperatura de estudo para a água e a glicerina pura.

Conforme a Figura 3.6 demonstra, a viscosidade da glicerina pura é altamente sensível a variações de temperatura e este comportamento ocorre também para as soluções aquosas de glicerina. Desta forma, as simulações foram realizadas considerando as variações de viscosidade dentro da faixa de temperatura do estudo. Para isso, foram ajustadas equações polinomiais de segunda ordem a partir dos dados constantes no Apêndice A preconizados por GPA (1963) em que os coeficientes de determinação (R^2) destas equações foram iguais a 1, pois a literatura apresentava valores da viscosidade para somente 3 pontos (10, 20 e 30°C). O subscrito 100% denota glicerina pura e o subscrito 0,0% denota água pura e ainda T representa temperatura em Kelvin e μ representa a viscosidade dinâmica ($kg.m^{-1}.s^{-1}$). Estas equações foram programadas dentro do modelo de CFD de acordo com as soluções de aquosas de glicerina definidas na codificação da variável Prandtl.

$$\mu_{100\%} = 8,460 \cdot 10^{-3} T^2 - 5,124 T + 776,630 \quad (3.1)$$

$$\mu_{99,5\%} = 7,455 \cdot 10^{-3} T^2 - 4,518 T + 685,018 \quad (3.2)$$

$$\mu_{96,5\%} = 3,432 \cdot 10^{-3} T^2 - 2,085 T + 316,992 \quad (3.3)$$

$$\mu_{87,5\%} = 5,800 \cdot 10^{-4} T^2 - 0,354 T + 54,067 \quad (3.4)$$

$$\mu_{0,0\%} = 4,935 \cdot 10^{-7} T^2 - 3,147 \cdot 10^{-4} T + 5,085 \cdot 10^{-2} \quad (3.5)$$

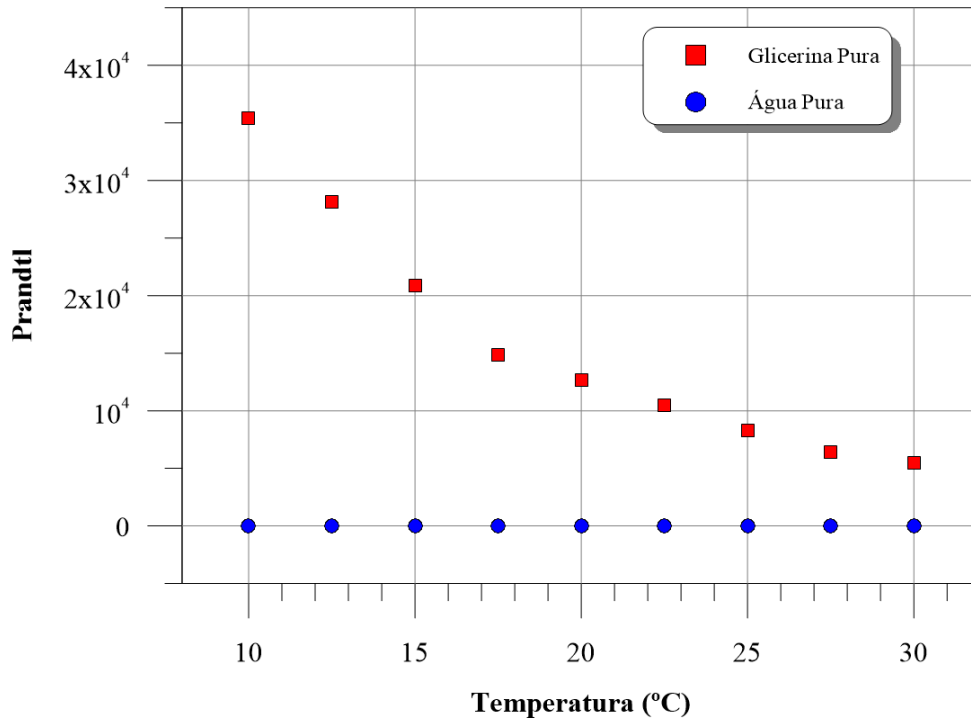


Figura 3.6 - Número de Prandtl da glicerina e da água em função da temperatura. Fonte: *Glycerine Producers' Association* (1963).

3.3 Testes preliminares

Objetivando avaliar a capacidade preditiva do código numérico disponível no *software* de CFD, foram realizadas simulações de escoamento sobre uma esfera de diâmetro (D) igual a 0,2 m. Nesta etapa, ar e água foram os fluidos de escoamento na temperatura de corrente (T_∞) de 25°C e em contato com uma superfície sólida de velocidade nula que detinha temperatura de superfície (T_s) de 125°C. Os números de Nusselt foram avaliados para diferentes velocidades da corrente livre (v_∞). A Tabela 3.1 apresenta as informações do escoamento.

Paralelamente, obteve-se os valores do Número de Nusselt para as mesmas condições de escoamento apresentadas pela Tabela 3.1 através da Correlação de Whitaker (1972), representada pela Equação 3.6, e da Correlação de Ahmed e Yovanovich (1997), representada pela Equação 3.7. Então, valores médios dos Números de Nusselt obtidos pela técnica de CFD foram comparados aos valores previstos por meio destas correlações.

$$Nu = 2 + \left(0,4Re^{1/2} + 0,06Re^{2/3}\right) Pr^{2/5} \left(\frac{\mu_\infty}{\mu_s}\right)^{1/4} \quad (3.6)$$

$$Nu = 2 + 0,775 \frac{Re^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[\frac{2}{(1 + Re^{1,25})^{1/6}} + 1 \right]^{1/2} \left\{ 1 + \frac{1}{\left[\frac{2}{(1 + Re^{1,25})^{1/6}} + 1 \right]^3 Pr} \right\}^{1/6}} \quad (3.7)$$

A Correlação de Whitaker (1972) tem natureza empírica e representa um clássico da literatura para a estimativa do Número de Nusselt médio em geometrias esféricas submetidas ao escoamento com gases ($0,71 \leq Pr \leq 380$). Já a Correlação de Ahmed e Yovanovich (1997) baseia-se na solução analítica aproximada a partir da linearização da Equação da Energia e pode ser aplicada para a estimativa do Número de Nusselt no escoamento de líquidos e gases sobre uma esfera ($0 < Pr \leq \infty$). Apesar de ser empírica, as equações de Whitaker (1972) não apresentam os intervalos de confiança na predição de valores de Nu .

Tabela 3.1 - Informações dos escoamentos simulados na etapa de teste preliminares.

Características do escoamento	Dados
Fluido de escoamento	Ar e água
Temperatura do fluido (T_∞)	25°C
Temperatura do sólido (T_s)	125°C
Velocidade da corrente livre (v_∞)	0,09, 0,16, 0,34, 1,0, 1,57, 5,50 e 9,42 m.s ⁻¹
Diâmetro da esfera (D)	0,2 m
Velocidade do sólido (v_s)	Nula
Característica de superfície	Parede lisa
Geometrias da superfície	Esférica

3.4 Teste de significância de variáveis

Posteriormente à verificação da capacidade preditiva do modelo numérico, foi realizado um estudo para a determinação das variáveis que influenciariam a resposta (CCTC) obtida via simulações por CFD. O estudo destinou-se a responder os seguintes questionamentos: o modelo turbulento (RSM) pode ser aplicado para condições de escoamento

em regime laminar; os diferentes fluidos influenciam na transferência de calor através do coeficiente de película; diferentes geometrias resultam em diferentes CCTC e; a magnitude da diferença de temperatura entre sólido e fluido altera a resposta do valor do CCTC. Para responder estas questões, foi feito uma análise através da aplicação da técnica de experimentação fatorial 2^k (via solução numérica) com a finalidade de se determinar os efeitos principais e de interação dos fatores. As quatro variáveis analisadas foram o modelo de turbulência¹, o fluido de escoamento², a geometria da superfície³ e a temperatura de superfície do sólido⁴, sendo:

1. **Modelo de turbulência:** Laminar e Turbulento (RSM);
2. **Fluidos de escoamento:** Ar e Glicerina (com todas as propriedades constantes);
3. **Geometria de superfície:** Placa plana e cilindro (comprimento característico 0,5 m);
4. **Temperaturas de superfície do sólido:** 50 e 500°C.

Desta forma, realizou-se simulações de escoamentos à velocidade de 1 m.s⁻¹ e temperatura de corrente livre de 15°C sobre a geometria analisada pelo teste fatorial. A Tabela 3.2 apresenta os valores das propriedades de escoamento simulado nesta etapa. De acordo com White (2011), o regime será laminar quando Re for menor que $5 \cdot 10^5$ para a placa plana e laminar quando Re for menor que $2 \cdot 10^5$ para o cilindro, de maneira que o regime de escoamento será laminar para qualquer dos dois fluidos utilizados neste estudo.

Tabela 3.2 - Informações de propriedades das substâncias e regime de escoamento do teste 2^k .

Informações		Unidade	Ar	Glicerina
Viscosidade do fluido	(μ)	kg.m ⁻¹ .s ⁻¹	$1,8 \cdot 10^{-5}$	0,799
Densidade do fluido	(ρ)	kg	1,225	1260
Velocidade da corrente livre	(v)	m.s ⁻¹	1	1
Comprimento característico da geometria	(L)	m	0,5	0,5
Número de Reynolds	(Re)	-	$6,8 \cdot 10^4$	$1,6 \cdot 10^3$
Regime do escoamento			Laminar	Laminar

A codificação das variáveis em níveis é apresentada na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 - Níveis das variáveis de estudo do teste 2^k.

Nível	T_s	Fluido	Modelo	Geometria
-	50	Ar	Laminar	Placa Plana
+	500	Glicerina	Turbulento	Cilindro

Para este estudo, a definição de comprimento característico utilizado por White (2011) é adotada, em que o comprimento característico é equivalente ao comprimento da linha da corda principal de um corpo, quando este corpo apresentar dois planos de simetria e a corrente livre for paralela à interseção destes dois planos. Ainda segundo o autor, “para cilindros, esferas e discos, o comprimento característico é o diâmetro D ”.

3.5 Planejamento numérico-experimental para a obtenção de uma correlação matemática

Em última etapa, escoamentos foram simulados para a água pura, glicerina pura e soluções aquosas de glicerina de concentrações específicas em contato com uma superfície sólida de parede lisa e velocidade nula. A temperatura da corrente livre foi de 10°C e a temperatura da superfície do sólido foi de 30°C em que o comprimento característico da geometria (L) foi de 0,5 m. É apresentado na Tabela 3.4 as informações do escoamento simulado.

Tabela 3.4 - Informações das condições dos escoamentos analisados para a obtenção dos valores resposta para a composição do PCC.

Característica	Valor
Fluido de escoamento	Água, Glicerina e suas soluções
Temperatura do fluido (T_∞)	10°C
Temperatura do sólido (T_s)	30°C
Comprimento característico do sólido (L)	1 m
Velocidade do sólido (v_s)	Nula
Característica de superfície	Parede lisa
Geometrias da superfície	Placa, cilindro, esfera, elipsoide e parabolóide

Procedimentos numérico-experimentais para a obtenção dos parâmetros de uma função matemática que descrevesse o comportamento do Coeficiente Convectivo de Transferência de Calor em função do número de Reynolds, Prandtl e ângulo de ataque (para o caso da placa) foram desenvolvidos com uso dos resultados das simulações dos escoamentos (Tabela 3.4) sobre as geometrias de estudo. Os planejamentos numérico-experimentais foram generalizados para os casos de duas e três variáveis independentes visto que, para a placa plana, o ângulo de ataque também foi considerado como variável independente além dos números de Reynolds e Prandtl. Então, as faixas operacionais para Reynolds, Prandtl e ângulo de ataque foram definidas conforme segue.

a) Faixa operacional do Número de Prandtl

Partindo da premissa de que todas as simulações de resfriamento seriam realizadas na temperatura de referência de 20°C (temperatura do filme), então a manipulação do tipo de fluido possibilitaria a obtenção de valores distintos para o Número de Prandtl. Na presente análise, a utilização de água e glicerina pura proporcionariam respectivamente números de Prandtl de 7 e 12012 (Figura 3.6). Tais valores para Prandtl (7 e 12012) foram os extremos utilizados para a concepção do Planejamento Composto Central e por conseguinte para a definição da experimentação numérica da terceira etapa deste trabalho. Valores intermediários de Prandtl foram obtidos mediante diluições da glicerina com água, conforme as informações contidas no Apêndice A, oriundas do *Glycerine Producers' Association* (GPA).

b) Faixa operacional do Número de Reynolds

De acordo com a definição do número de Reynolds (Equação 3.8), foi convencionado que a variação de Re dar-se-ia pela variável velocidade (v), haja vista que a densidade (ρ) e o comprimento característico (L) seriam constantes e a viscosidade do fluido seria definida pelos valores previamente requeridos para a composição de faixa operacional do Número de Prandtl.

$$Re = \frac{\rho v L}{\mu} \quad (3.8)$$

Buscou-se uma faixa operacional já estudada por outros autores a fim de se ter uma referência em termos de valores dos resultados a serem obtidos via simulação. Desta forma, a faixa operacional para o número de Reynolds foi definida para o intervalo de 10 a 10^6 , acompanhando Schlichting (2000) e Incropera (2008).

c) Faixa operacional do ângulo de ataque

Exclusivamente para o caso da placa plana realizaram-se as simulações da inclinação angular do escoamento (ângulo de ataque) em relação à superfície sólida para a obtenção da Superfície de Resposta a fim de avaliar a relação desta variável independente com os Coeficientes Convectivos de Transferência de Calor. Nesta perspectiva, considerou-se o intervalo de inclinação do ângulo de ataque de 0 à 90°.

3.5.1 Matriz de planejamento para duas variáveis independentes

A técnica estatística conhecida como Planejamento Composto Central (PCC) foi elaborada considerando duas variáveis independentes (Reynolds e Prandtl) com a finalidade de investigar o CCTC para as geometrias de parede em forma de cilindro, esfera, elipsoide e parabolóide. A matriz de planejamento para a obtenção dos Coeficientes Convectivos de Transferência de Calor em função de Reynolds ($X1$) e Prandtl ($X2$) é mostrada na Tabela 3.5. A matriz de planejamento, com um fator de ortogonalidade (α) de 1,32, contou com 14 experimentos-numéricos (EN), sendo 6 pontos centrais. As Equações 3.9 e 3.10 mostram as codificações das variáveis deste PCC.

Tabela 3.5 - Matriz de planejamento do PCC em função de 2 variáveis independentes.

EN	X2	X1
1	-1	-1
2	-1	+1
3	+1	-1
4	+1	+1
5	-1,32	0
6	+1,32	0
7	0	-1,32
8	0	+1,32
9-14	0	0

$$x_1 = \frac{X1 - 500005}{378865} \quad (3.9)$$

$$x_2 = \frac{X2 - 6009,7}{4548,4} \quad (3.10)$$

Para as codificações apresentadas pelas Equações 3.9 e 3.10, determinaram-se os valores de *Re* e *Pr* para o desenvolvimento dos casos das simulações conforme explicitado na Tabela 3.6.

Tabela 3.6 - Valores dos níveis do PCC em função de 2 variáveis independentes.

$\alpha = 1,32$						
Variáveis codificadas	Variáveis	$-\alpha$	-1	0	+1	$+\alpha$
	descodificadas	Valores Reais				
<i>X1</i>	<i>Re</i>	1,0E+06	8,8E+05	5,0E+05	1,2E+05	1,0E+01
<i>X2</i>	<i>Pr</i>	12012	10558	6010	1461	7

De acordo com a Matriz de Planejamento para duas variáveis independentes (Tabela 3.5) e em consonância com os valores dos níveis (Tabela 3.6) foi elaborado a Tabela 3.7 com o objetivo de orientar as simulações computacionais para cada experimento-numérico (EN). Na

Tabela 3.7 são apresentados em detalhes cada um dos quatorze EN considerando as condições de escoamentos da Tabela 3.4.

O procedimento numérico-experimental foi aplicado em todas as simulações realizadas para as geometrias de parede na forma de cilindro, esfera, elipsoide e parabolóide em condição de escoamento paralelo e perpendicular. Para cada EN, os valores das propriedades apresentados na Tabela 3.7 foram inseridos nas simulações para a obtenção dos CCTC. Estas propriedades foram consideradas constantes para a temperatura do filme (20°C). Exclusivamente para a viscosidade, os valores apresentados pela Tabela 3.7 foram informados no código numérico apenas como parâmetro inicial, sendo que a viscosidade foi considerada variável para a faixa de temperatura de estudo de acordo com as Equações 3.1, 3.2, 3.3, 3.4 e 3.5. A ferramenta de inserção de velocidade por componente foi utilizada, desta forma o valor de velocidade v apresentado pela tabela pôde ser codificado para v_x , quando foi considerado o escoamento em fluxo paralelo à geometria, e para v_y , quando em fluxo perpendicular.

Tabela 3.7 - Tabela de orientação para as simulações dos casos do PCC em função de 2 variáveis independentes.

EN	Mistura (%mm)	μ (kg.m ⁻¹ .s ⁻¹)	ρ (kg.m ⁻³)	k (W.m ⁻¹ .°C ⁻¹)	C_p (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	ν (m.s ⁻¹)
1	87,5	0,16	1228,5	0,3	2467,5	16,2
2	87,5	0,16	1228,5	0,3	2467,5	117,3
3	99,5	1,28	1260,0	0,3	2436,0	123,1
4	99,5	1,28	1260,0	0,3	2436,0	892,8
5	0,0	1.10-3	998,2	0,6	4182,0	0,5
6	100,0	1,41	1261,3	0,3	2428,0	558,9
7	96,5	0,69	1252,2	0,3	2483,0	5,6.10-3
8	96,5	0,69	1252,2	0,3	2483,0	554,6
9-14	96,5	0,69	1252,2	0,3	2483,0	277,3

3.5.2 Matriz de planejamento para três variáveis independentes

Atendendo aos critérios de generalização adotados, um segundo Planejamento Composto Central (PCC) foi elaborado considerando três variáveis independentes (Reynolds,

Prandtl e ângulo de ataque) com a finalidade de investigar o CCTC para as geometrias de parede em forma de placa plana. A matriz de planejamento para a obtenção do Coeficiente de Película em função de Reynolds, Prandtl e ângulo de ataque é mostrada na Tabela 3.8. A matriz de planejamento, com fator de ortogonalidade (α) de 1,35, contou com 17 experimentos-numéricos (EN) sendo 3 pontos centrais. As Equações 3.11, 3.12 e 3.13 mostram as codificações das variáveis deste PCC.

Tabela 3.8 - Matriz de planejamento do PCC em função de 3 variáveis independentes.

EN	X2	X1	X3
1	-1	-1	-1
2	-1	-1	+1
3	-1	+1	-1
4	-1	+1	+1
5	+1	-1	-1
6	+1	-1	+1
7	+1	+1	-1
8	+1	+1	+1
9	-1,35	0	0
10	+1,35	0	0
11	0	-1,35	0
12	0	+1,35	0
13	0	0	-1,35
14	0	0	+1,35
15-17	0	0	0

$$x_1 = \frac{X1 - 500005}{369511} \quad (3.11)$$

$$x_2 = \frac{X2 - 6009,7}{4436,1} \quad (3.12)$$

$$x_3 = \frac{X3 - \text{sen } 30^\circ}{\text{sen } 21,716^\circ} \quad (3.13)$$

Para as codificações apresentadas pelas Equações 3.11, 3.12 e 3.13, determinaram-se os valores de Re , Pr e θ para o desenvolvimento dos casos de simulações conforme explicitado pela Tabela 3.9.

Tabela 3.9 - Codificação das variáveis do PCC em função de Re , Pr e θ

$\alpha = 1,35$						
Variáveis codificadas	Variáveis	$-\alpha$	-1	0	$+1$	$+\alpha$
	descodificadas	Valores Reais				
$X1$	Re	1,0E+06	8,7E+05	5,0E+05	1,3E+05	1,0E+01
$X2$	Pr	12012	10446	6010	1574	7
$X3$	$\text{sen}(\theta)$	90,0°	60,4°	30,0°	7,5°	0,0°

Então, de acordo com a Matriz de Planejamento para três variáveis independentes (Tabela 3.8) e em consonância com os valores dos níveis (Tabela 3.9), foi elaborado a Tabela 3.10 com o objetivo de orientar as simulações computacionais para cada experimento-numérico (EN). Na Tabela 3.10 são apresentados em detalhes cada um dos dezessete EN considerando as condições de escoamentos da Tabela 3.4.

Os valores apresentados para cada uma das propriedades de cada caso da Tabela 3.10 foram inseridos nas simulações para obtenção dos CCTC e para a realização do respectivo estudo estatístico.

O procedimento numérico-experimental foi aplicado nas simulações de escoamento realizadas para a geometria de parede na forma de uma placa. Para cada EN, os valores das propriedades apresentados na Tabela 3.10 foram inseridos nas simulações para a obtenção dos CCTC. As demais considerações feitas para a Tabela 3.7 são, também, aqui aplicadas.

3.6 O modelo numérico de simulação

O *software* Fluent™ versão 18.0 licenciado para fins acadêmicos (*student version*) foi o resolvidor numérico adotado para executar as simulações deste trabalho. O *software* é dotado de um código numérico capaz de resolver as Equações de Transporte em suas inúmeras

hipóteses simplificadoras. A Tabela 3.11 apresenta as informações dos *softwares* e *hardwares* utilizados nas simulações.

Tabela 3.10 - Tabela de orientação para simulações dos casos do PCC em função de 3 variáveis independentes.

EN	Mistura (%mm)	μ (kg.m ⁻¹ .s ⁻¹)	ρ (kg.m ⁻³)	k (W.m ⁻¹ .°C ⁻¹)	C_p (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	ν (m.s ⁻¹)	ν_x (m.s ⁻¹)	ν_y (m.s ⁻¹)
1	87,5	0,16	1228,5	0,3	2467,5	17,4	17,3	2,3
2	87,5	0,16	1228,5	0,3	2467,5	17,4	8,6	15,1
3	87,5	0,16	1228,4	0,3	2467,5	116,1	115,1	15,2
4	87,5	0,16	1228,4	0,3	2467,5	116,1	57,3	100,9
5	99,5	1,28	1260,0	0,3	2436,0	132,6	131,4	17,3
6	99,5	1,28	1260,0	0,3	2436,0	132,6	65,5	115,3
7	99,5	1,28	1260,0	0,3	2436,0	883,3	875,7	115,3
8	99,5	1,28	1260,0	0,3	2436,0	883,3	436,3	768,0
9	0,0	1.10 ⁻³	998,2	0,6	4182,0	0,5	0,4	0,3
10	100,0	1,41	1261,3	0,3	2428,0	558,9	484,1	279,5
11	96,5	0,69	1252,2	0,3	2483,0	5,5.10 ⁻³	4,8.10 ⁻³	2,7.10 ⁻³
12	96,5	0,69	1252,2	0,3	2483,0	554,6	480,3	277,3
13	96,5	0,69	1252,2	0,3	2483,0	277,3	277,3	0,0
14	96,5	0,69	1252,2	0,3	2483,0	277,3	0,0	277,3
15-17	96,5	0,69	1252,2	0,3	2483,0	277,3	240,2	138,7

Tabela 3.11 - Hardware e software utilizado para a realização das simulações numéricas

Sistema operacional	<i>Windows Server 2008 R2 Standard</i>
Fluent™	V18.0 (<i>Student</i>)
Processador	Intel® Xeon® CPU E31220 @ 3.1GHz 3.09 GHz
Arquitetura	64 bits
Memória (RAM)	4,00 GB

3.6.1 Equações governantes

As Equações de Transporte inerentes à técnica de CFD utilizadas para o escoamento proposto foram: a Equação da Continuidade, a Equação de Navier-Stokes e a Equação da Energia Térmica, cujas hipóteses simplificadoras são discutidas a seguir.

A Equação da Continuidade para o escoamento incompressível é apresentada a seguir na forma vetorial conservativa.

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \quad (3.14)$$

Considerando as hipóteses simplificadoras do escoamento incompressível para um fluido newtoniano e efeito de forças de campo desprezíveis, a Equação de Navier-Stokes quantifica a transferência de quantidade de movimento linear e deve ser decomposta, para cada uma das três dimensões do problema numérico, em três equações diferenciais parciais não lineares de segunda ordem.

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{v}\vec{v}) = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \mu \nabla^2 \vec{v} \quad (3.15)$$

Admitindo a hipótese de fluido newtoniano, a Equação da Energia Térmica é válida para a quantificação de transferência de calor desprezando o mecanismo de transferência por radiação e o termo de dissipação viscosa.

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{v}T) = \nabla \cdot (\alpha \nabla T) \quad (3.16)$$

3.6.2 Equações Médias de Reynolds - RANS

A quebra do padrão laminar, ocasionado principalmente pelo aumento do número de Reynolds, resulta em irregularidades nas linhas de correntes. Verifica-se que essas irregularidades são tanto maiores quanto maior o número de Reynolds. A este conjunto de irregularidades dá-se a denominação de diversidade de escalas da turbulência. Atualmente o cálculo de todas estas escalas de turbulência é inviável, surgindo assim o conceito de decomposição das escalas da turbulência (LESIEUR, 2008).

Um procedimento usualmente realizado é o emprego da Filtragem Temporal (Equação 2.7) nas Equações de Transporte. A aplicação da Filtragem Temporal faz com que, a Equação da Continuidade (Equação 3.14) seja avaliada em termos da velocidade média conforme o equacionamento a seguir (Equação 3.17).

$$\nabla \cdot \bar{\vec{v}} = 0 \quad (3.17)$$

Para a Equação de Navier-Stokes (Equação 3.15), a aplicação da Filtragem Temporal produz o termo adicional conhecido como Tensor de Reynolds ($-\overline{v'_i v'_j}$), apresentado a seguir.

$$\frac{\partial \bar{\vec{v}}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\vec{v}} \bar{\vec{v}}) = -\frac{1}{\rho} \nabla \bar{p} + \mu \nabla^2 \bar{\vec{v}} + \nabla \cdot (-\overline{v'_i v'_j}) \quad (3.18)$$

Em que:

$$-\overline{v'_i v'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (3.19)$$

Outrossim, a aplicação da Filtragem Temporal na Equação da Energia Térmica é representada pela Equação 3.20.

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\vec{v}} \bar{T}) = \nabla \cdot (\alpha \nabla \bar{T}) - \nabla \cdot \bar{\varphi} \quad (3.20)$$

Sendo:

$$\varphi_i = k + \frac{C_p \mu_t}{Pr_t} \quad (3.21)$$

Nas Equações 3.19 e 3.21, k representa a energia cinética turbulenta, μ_t representa a viscosidade turbulenta e Pr_t representa o número de Prandlt turbulento.

As equações obtidas com a filtragem temporal são denominadas de Equações Médias de Reynolds (RANS – Reynolds *Average* Navier-Stokes) e apresentam novos termos às Equações de Transporte. Este aumento nos termos cria o chamado problema de fechamento da turbulência, pois o sistema possui mais incógnitas do que equações. O Tensor de Reynolds, $-\overline{v'_i v'_j}$, tem que ser modelado com a finalidade de atender o grau de liberdade do problema.

Neste trabalho, em específico, foi utilizado o Modelo dos Tensores de Reynolds (RSM) que é apresentado a seguir.

3.6.3 Modelo dos Tensores de Reynolds (RSM)

O Modelo de Turbulência RSM assume uma viscosidade anisotrópica, ou seja, escoamentos que apresentam linhas de corrente substancialmente curvas e de grandes turbilhões. Neste modelo, os Tensores de Reynolds são calculados individualmente, utilizando as equações de transporte para cada uma das três direções coordenadas. Sendo assim, nas aplicações em 3D, acrescentam-se seis equações às Equações de Transporte já existentes.

O modelo aplicado para escoamentos incompressíveis é apresentado pelo seguinte equacionamento:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \overline{v'_i v'_j}) + C_{ij} = +D_{L,ij} + P_{ij} + \phi_{ij} - \epsilon_{ij} \quad (3.22)$$

Os termos que aparecem na equação são os termos: temporal derivativo ($\frac{\partial}{\partial t}(\rho \overline{v'_i v'_j})$), convectivo (C_{ij}), transporte difusivo ($D_{L,ij}$), produção de cisalhamento (P_{ij}), termo de pressão (ϕ_{ij}) e o termo de dissipação viscosa (ϵ_{ij}), sendo os mesmos apresentados a seguir (FLUENT, 2017).

$$C_{ij} = \frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u_k \overline{v'_i v'_j}) \quad (3.23)$$

$$D_{L,ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\mu \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{v'_i v'_j}) \right] \quad (3.24)$$

$$P_{ij} = -\rho \left(\overline{v'_i v'_k} \frac{\partial v_j}{\partial x_k} + \overline{v'_j v'_k} \frac{\partial v_i}{\partial x_k} \right) \quad (3.25)$$

$$\phi_{ij} = p \overline{\left(\frac{\partial v'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v'_j}{\partial x_i} \right)} \quad (3.26)$$

$$\epsilon_{ij} = 2\mu \frac{\partial v'_i}{\partial x_k} \frac{\partial v'_j}{\partial x_k} \quad (3.27)$$

No modelo RSM os termos $D_{L,ij}$ e P_{ij} não requerem modelagem, porém, os termos ϕ_{ij} e ϵ_{ij} necessitam serem modelados a fim de se fechar o sistema de equações.

O Modelo do Tensor de Reynolds (RSM) está adequado para a representação do escoamento proposto para o presente trabalho e se encontra disponível no *software* utilizado neste estudo.

a) Modelagem do termo de pressão (ϕ_{ij})

O termo de pressão (ϕ_{ij}) é modelado de acordo com as propostas de Gibson e Launder (1978), Fu *et al.* (1977) e Launder (1989) que, com uso da proposição de eliminação da flutuação de pressão, decompõe a correlação pressão-deformação em dois termos.

$$\phi_{ij} = \phi_{ij,1} + \phi_{ij,2} \quad (3.28)$$

Em que o termo $\phi_{ij,1}$ representa a contribuição das interações das flutuações da velocidade e o termo $\phi_{ij,2}$ representa a contribuição dependente do gradiente de velocidade média. A modelagem destes termos é apresentada a seguir:

$$\phi_{ij,1} = -C_1 \rho \frac{\epsilon}{k} \left[-\frac{2}{3} \delta_{ij} k \right] \quad (3.29)$$

$$\phi_{ij,2} = -C_2 \left[\left(P_{ij} + F_{ij} + \frac{5}{6} G_{ij} - C_{ij} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(P + \frac{5}{6} G - C \right) \right] \quad (3.30)$$

em que, $C_1 = 1,8$ e $C_2 = 0,60$. Já os termos C_{ij} e P_{ij} são definidos nas Equações 3.23 e 3.25 e os termos G_{ij} , F_{ij} , P , G e C são apresentados a seguir:

$$G_{ij} = -\rho\beta \left(g_i \overline{v_j \theta} + g_j \overline{v_i \theta} \right) \quad (3.31)$$

$$F_{ij} = -2\rho\Omega_k \left(\overline{v_j' v_m'} \epsilon_{ikm} + \overline{v_i' v_m'} \epsilon_{jkm} \right) \quad (3.32)$$

e ainda $P = \frac{1}{2} P_{kk}$, $G = \frac{1}{2} G_{kk}$, e $C = \frac{1}{2} C_{kk}$.

b) Modelagem do termo de dissipação turbulenta (ϵ_{ij})

O termo de dissipação turbulenta é modelado conforme a descrição matemática discriminada a seguir.

$$\epsilon_{ij} = \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho \epsilon \quad (3.33)$$

E a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta deve ser modelada através do equacionamento que se segue:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \epsilon v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] C_{\epsilon 1} \frac{1}{2} [P_{ii} + C_{\epsilon 3} G_{ii}] \frac{\epsilon}{k} - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (3.34)$$

em que $\sigma_\epsilon = 1,0$ e $C_{\epsilon 1} = 1,44$ e ainda $C_{\epsilon 2} = 1,92$.

3.6.4 Método numérico

Na atualidade, os métodos numéricos para a realização de simulações são amplamente utilizados em conjunto com os estudos experimentais devido às suas vantagens, tais como a obtenção de informações que em um sistema físico não podem ser obtidas, facilidade de modificações e alterações nas condições da simulação de forma quase instantânea, possibilidade de simulação de experimentos impossíveis de serem realizados, prever em curto espaço de tempo o resultado de um experimento que na prática demoraria meses ou anos e entre

outras vantagens. São vários os métodos numéricos disponíveis na literatura, porém, o Método dos Volumes Finitos é adotado para problemas de transferência de calor, massa e quantidade de movimento em situações de escoamentos de fluidos com elevada frequência (VERSTEEG, MALALASEKERA, 1995).

O Método Dos Volumes Finitos objetiva resolver uma ou mais equações diferenciais em um dado volume de controle, substituindo as derivadas existentes por expressões algébricas simples em um processo matemático conhecido como discretização (MALISKA, 2004).

O volume de controle é definido na confecção geométrica do domínio de estudo necessária à criação da malha computacional. A malha computacional tem o objetivo de dividir o domínio de estudo em subdomínios discretos ou volumes elementares. Então, as equações diferenciais podem ser discretizadas e as propriedades do escoamento serão avaliadas para cada volume elementar (FLUENT, 2017).

3.6.5 Geração do domínio de solução

A resolução das Equações de Transporte através do Método dos Volumes Finitos somente é possível quando existem, em uma geometria de interesse, pontos definidos nos quais são realizados os cálculos numéricos. O conjunto destes pontos discretos, também chamados de nós, estabelece as posições em que se obterão valores para as variáveis dependentes de interesse. Cada nó deve estar ligado a outro, de forma que, ao final obter-se-á a malha computacional para o domínio de estudo (PATANKAR, 1980).

O processo de elaboração de malha, denominado de método de criação de malha, é uma etapa crítica da concepção da simulação. A elaboração de uma malha inadequada pode quebrar o padrão de resolução das Equações de Transferência e impedir a convergência da solução. Uma malha excessivamente refinada exigirá um esforço computacional elevado, enquanto que uma malha pouco refinada (“grosseira”) certamente apresentará grandes imprecisões numéricas, principalmente em relação às áreas de maiores gradientes (ANDERSON, 1995).

A criação da malha computacional é a especificação dos aspectos geométricos do problema físico a ser estudado, objetivando contemplar a região de escoamento do fluido sem deixar de atender as considerações específicas das condições de contorno a serem adotadas para representar o problema.

3.6.6 Criação da geometria

Nesta etapa, a criação da geometria foi implementada com uso da ferramenta CAD *Design Modeler* disponível no *software* ANSYS® CFX 18.0 versão *student* para fins acadêmicos. Para a placa plana e para o cilindro, modelos bidimensionais (2D) foram empregados em que o domínio de escoamento apresentou a forma circular. Já para a esfera, o elipsoide e o parabolóide, o formato do domínio de escoamento esférico foi utilizado em atendimento aos modelos tridimensionais (3D) exigidos por estas geometrias. A Figura 3.7 apresenta a forma generalizada da criação de um domínio circular de escoamento em que D é o diâmetro do domínio, L é a dimensão característica da geometria de parede e os contornos A, B e C representam os contornos de entrada do tipo *velocity-inlet*, saída do tipo *pressure-outlet* e parede (*wall*), respectivamente. A Tabela 3.12 preconiza as informações básicas de criação de cada geometria.

A Figura 3.8 apresenta as geometrias de parede. Desta forma ao manter as mesmas condições de escoamento para cada experimento numérico do Planejamento Composto Central, as geometrias de parede no centro do domínio (contorno C) eram alteradas a fim de se verificar o impacto no resultado dos Coeficientes Convectivos de Transferência de Calor, respeitando as condições da Tabela 3.12.

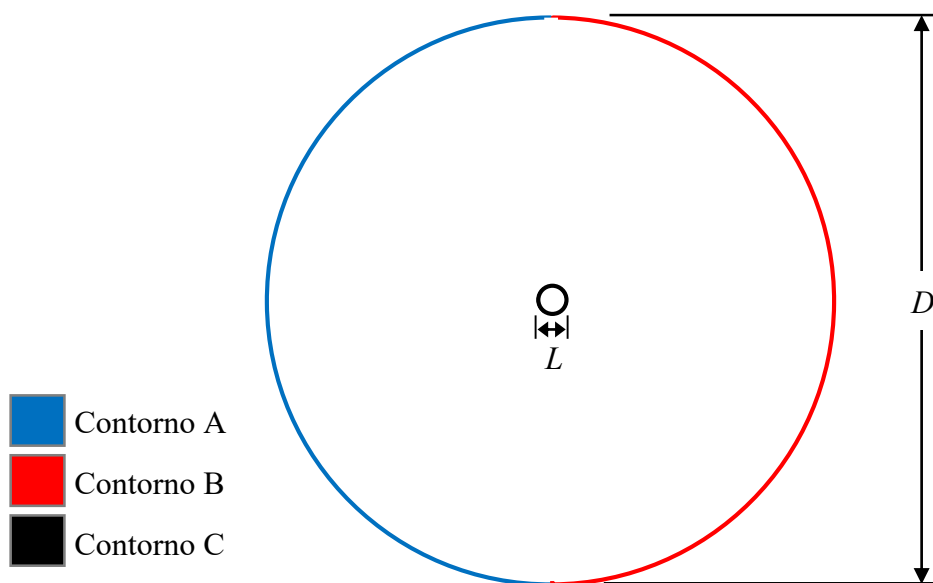


Figura 3.7 - Generalização para criação de domínio circular e esférico.

Tabela 3.12. - Diretrizes básicas para a criação de geometrias por generalização.

	Placa Plana	Cilindro	Esfera	Elipsoide	Paraboloide
Dimensão	2D	2D	3D	3D	3D
Domínio	Circular	Circular	Esférico	Esférico	Esférico
Diâmetro do domínio (D)	110 m	110 m	110 m	110 m	110 m
Dimensão característico do objeto (L)	1 m	1 m	1 m	1 m	1 m

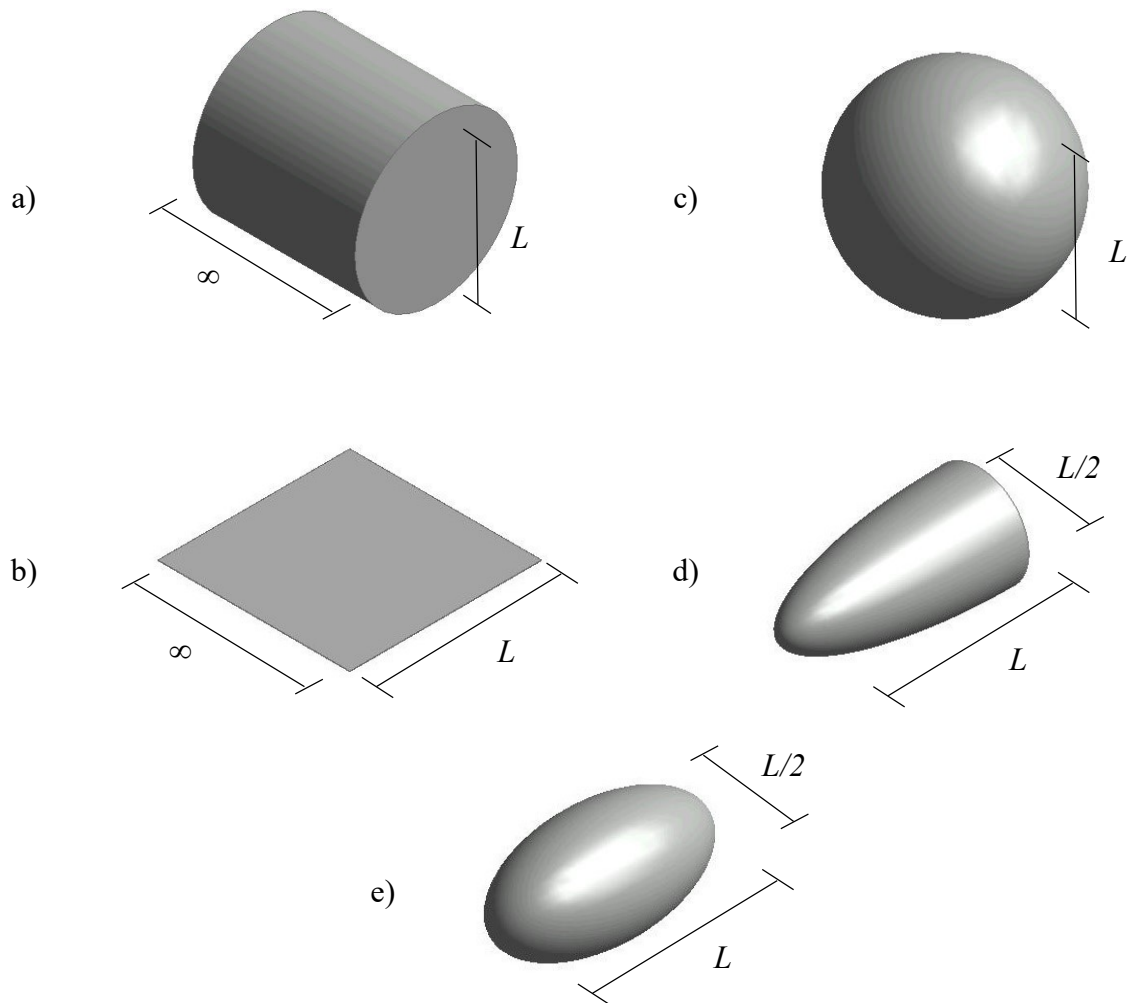


Figura 3.8 - Geometrias submetidas à análise numérica de escoamento: a) cilindro; b) placa plana; c) esfera; d) parabolóide e; e) elipsoide.

3.6.7 Malha computacional

Posteriormente à criação dos domínios para a representação da região de escoamento, foram confeccionadas malhas computacionais com uso do *software* ANSYS® CFX *Meshing* versão *student*. As Figuras 3.9 e 3.10 mostram as malha computacionais obtidas a partir dos domínios circular e esférico, respectivamente. As malhas computacionais foram refinadas próximo às superfícies da parede com uso dos métodos de *inflation*, *body of influence* e *bias fator* disponibilizados pelo *software* de criação de malhas utilizado. As Tabelas 3.13 e 3.14 mostram as informações estatísticas destas duas malhas computacionais.

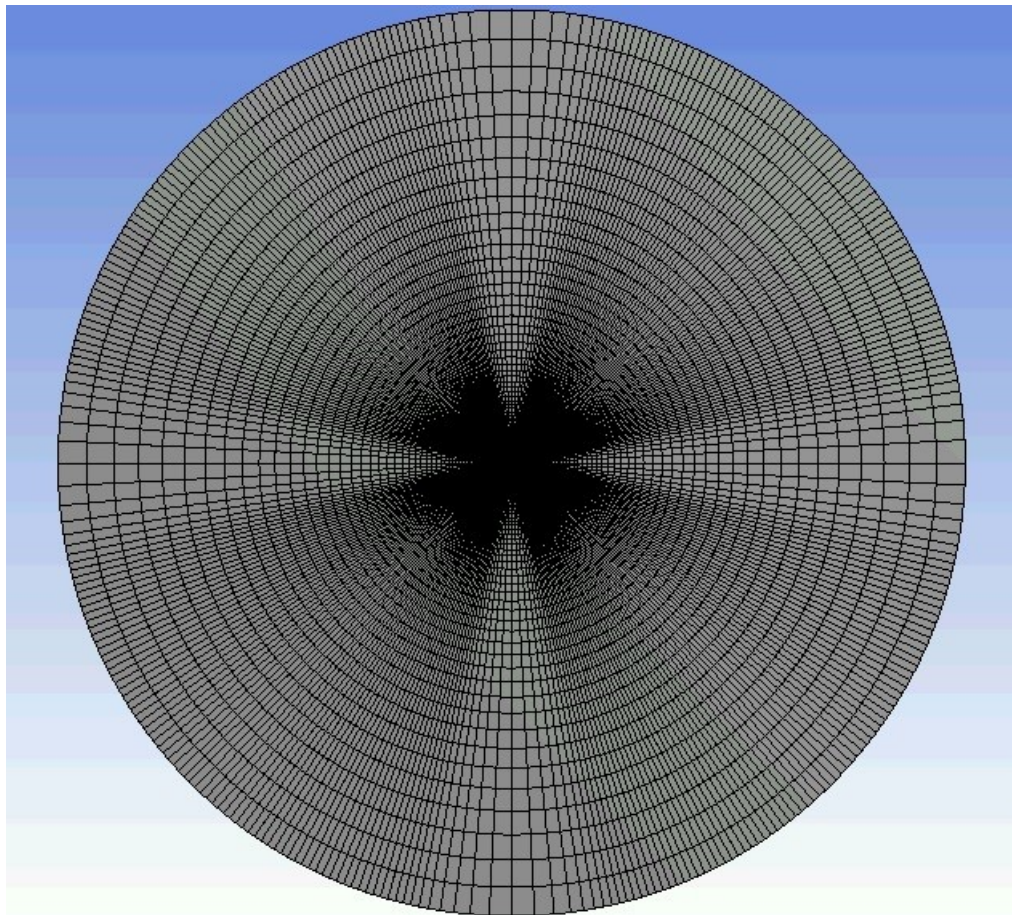


Figura 3.9 - Malha computacional aplicada ao domínio circular.

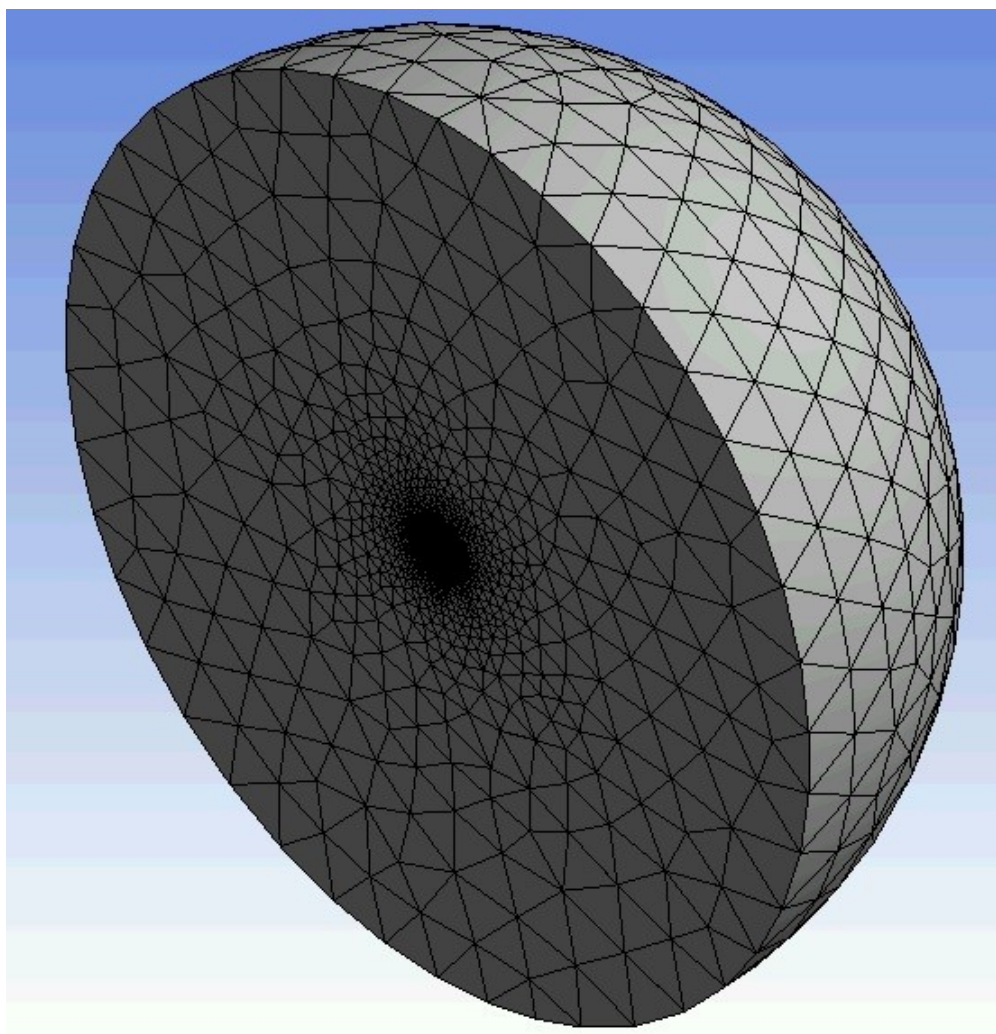


Figura 3.10 - Malha computacional aplicada ao domínio esférico.

Tabela 3.13 - Informações estatísticas da malha computacional na forma circular.

	Total	Min.	Max.	Médio
Nós	40000	-	-	-
Elementos	39680	-	-	-
Volume (m ³)	-	$7,0 \cdot 10^{-8}$	7,9	$7,8 \cdot 10^3$
<i>Element quality</i>	-	$6,1 \cdot 10^{-2}$	1,0	0,5
<i>Aspect Ratio</i>	-	1,0	32,6	3,5
<i>Skewness</i>	-	$5,4 \cdot 10^{-3}$	0,9	0,1

Tabela 3.14 - Informações estatísticas da malha computacional na forma esférica.

	Total	Min.	Max.	Médio
Nós	45680	-	-	-
Elementos	222044	-	-	-
Volume (m ³)	-	4,5.10 ⁻⁸	1,3.10 ²	3,4.10 ⁵
<i>Element quality</i>	-	5,1.10 ⁻²	1,0	0,8
<i>Aspect Ratio</i>	-	1,2	38,8	3,0
<i>Skewness</i>	-	8,2.10 ⁻⁴	0,7	0,2

A partir da metodologia descrita, foram obtidos os resultados e informações necessários ao entendimento do problema. Estes serão apresentados no próximo capítulo.

CAPÍTULO 4

RESULTADOS E DISCUSSÃO

O presente capítulo apresenta os resultados da verificação do método numérico, da avaliação dos efeitos significativos e do estudo estatístico na obtenção de uma correlação matemática que auxilie no entendimento no fenômeno. De posse destes resultados, são apresentados perfis de contorno de velocidade, os perfis de distribuição de temperatura para as geometrias convencionais e não-convencionais, os perfis de distribuição do coeficiente de película ao atravessar estas geometrias e, por fim, uma comparação da eficiência de troca térmica aliado à geometria da superfície.

4.1 Testes preliminares

Os resultados do código numérico, para atendimento da etapa de verificação, foram obtidos e comparados com a Correlação de Whitaker (1972) – Equação 3.6 – e a Correlações Ahmed-Yovanovich (1997) – Equação 3.7. As Figuras 4.1 e 4.2 apresentam estes resultados.

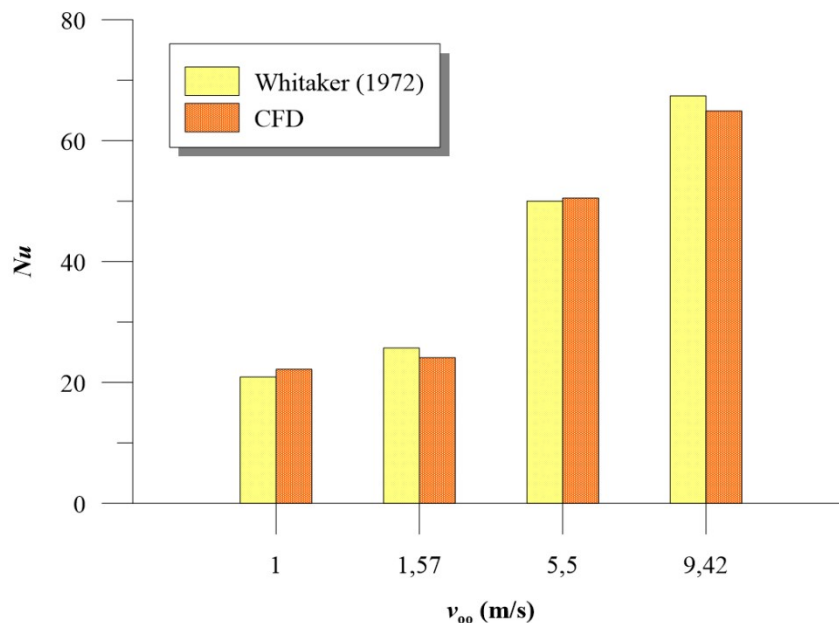


Figura 4.1 - Valores de Nu estimados por CFD e Correlação de Whitaker (1972).

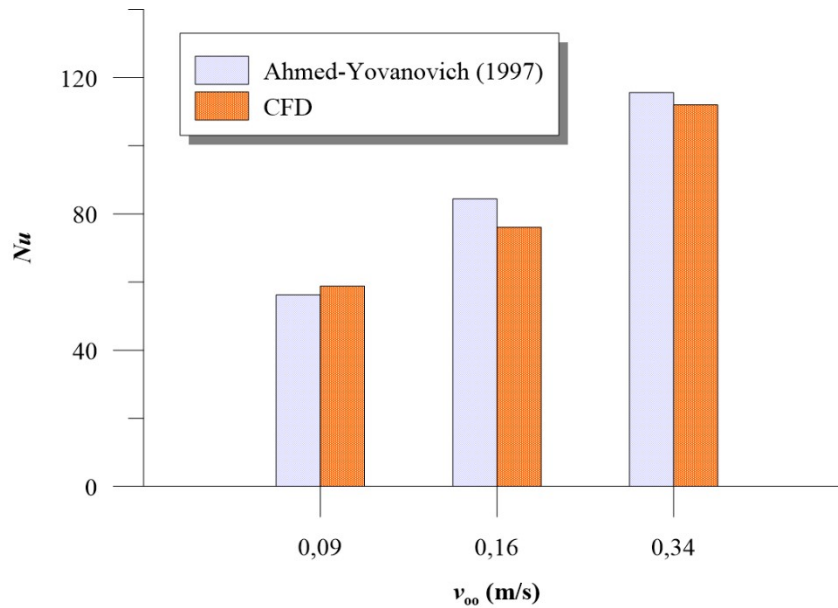


Figura 4.2 - Valores de Nu estimados por CFD e Correlação de Ahmed-Yovanovich (1997).

De acordo com as Figuras 4.1 e 4.2, foi possível observar que a técnica de CFD foi satisfatória, pois conseguiu prever os valores médios do Número de Nusselt nos dois sistemas estudados. Houve uma diferença média de 2,33% em relação à correlação de Whitaker (1972) e uma diferença média de 5,23% em relação à Correlação de Ahmed-Yovanovich (1997). Apesar de Whitaker (1972) e Ahmed-Yovanovich (1997) não apresentarem os intervalos de confiança dos valores de Nu preditos pelas respectivas correlações, acredita-se que as técnicas de CFD foram satisfatórias e estatisticamente equivalentes. Logo, a metodologia aqui proposta pode ser aplicada no estudo de resfriamento de diferentes fluidos e geometrias, inclusive os utilizado no presente estudo.

4.2 Determinação das variáveis relevantes ao estudo

Em resposta aos questionamentos feitos na etapa de avaliação das variáveis que influenciariam significativamente os resultados (CCTC), foram obtidas soluções numéricas para a composição da matriz de planejamento fatorial 2^k . Em concordância com a Tabela 3.3, a matriz de planejamento e os resultados dos experimentos numéricos (EN) são apresentados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Resultado numérico-experimental para o teste 2^k

EN	T _s	Fluido	Modelo	Geom.	<i>h</i> (W.m ⁻² .°C ⁻¹)
1	-1	-1	-1	-1	5,45
2	+1	-1	-1	-1	4,44
3	-1	+1	-1	-1	23,66
4	+1	+1	-1	-1	20,40
5	-1	-1	+1	-1	10,26
6	+1	-1	+1	-1	7,05
7	-1	+1	+1	-1	46,09
8	+1	+1	+1	-1	39,97
9	-1	-1	-1	+1	4,01
10	+1	-1	-1	+1	3,32
11	-1	+1	-1	+1	7,34
12	+1	+1	-1	+1	6,25
13	-1	-1	+1	+1	7,61
14	+1	-1	+1	+1	5,38
15	-1	+1	+1	+1	9,58
16	+1	+1	+1	+1	8,77

Na Tabela 4.2 são apresentados os valores dos efeitos estimados para as variáveis e suas interações, no nível de significância de 10%, em que os efeitos não significativos foram omitidos.

Tabela 4.2 - Efeitos estimados pelo planejamento fatorial 2^k (R²=0,96)

FATOR	Efeito	Erro Padrão	t(9)	p	-90,00% Lim. Conf.	90,00% Lim. Conf.
Média	13,097	0,882	14,844	0,00000	11,479	14,714
(2) Fluido	14,316	1,765	8,113	0,00002	11,082	17,551
(3) Modelo	7,480	1,765	4,239	0,00218	4,245	10,715
(4) Geometria	-13,131	1,765	-7,441	0,00004	-16,366	-9,896
2 X 3	4,208	1,765	2,385	0,04090	0,974	7,443
2 X 4	-11,413	1,765	-6,468	0,00012	-14,648	-8,178
3 X 4	-4,877	1,765	-2,764	0,02198	-8,112	-1,642

De acordo com os resultados estatísticos e considerando o nível de significância estabelecido, concluiu-se que todas as variáveis analisadas (e suas interações), exceto a temperatura de superfície (T_s), apresentaram influência significativa na obtenção do resultado (coeficiente de película). Então, foi possível afirmar que: em relação à insignificância da variável temperatura de superfície (T_s), a relevância matemática se expressa na magnitude do gradientes de temperatura entre sólido e fluido e não na temperatura absoluta da superfície; em referência à variável fluido (que indiretamente representa o Número de Prandtl), esta variável foi constatada significativa para a obtenção da resposta; referente ao uso do modelo turbulento (RSM) na tentativa de prever as condições de um escoamento em regime laminar, constatou-se que o modelo de turbulência (RSM) influencia significativamente a resposta, então, não é recomendado fazer uso de modelos de turbulência em problemas de escoamento laminar e; finalmente em relação à variável geometria, o resultado do teste estatístico mostrou que a geometria tem caráter significativo desta forma influenciando o resultado (CCTC).

4.3 Resultados dos experimentos-numéricos

Simulações de escoamento sobre as todas as geometrias apresentadas na Figura 3.8 foram realizadas de acordo com a Tabela 3.4 e em concordância com o planejamento do PCC conforme Tabelas 3.5, 3.6 e 3.7 (exceto para a placa plana, em que as simulações foram realizadas em concordância com o planejamento do PCC para três variáveis independentes conforme as Tabelas 3.8, 3.9 e 3,10). Os valores dos Coeficientes Convectivos de Transferência de Calor e outras informações relevantes foram obtidos por solução numérica e compõe a análise dos resultados e discussões das seções subsequentes.

4.3.1 Escoamento sobre a esfera

A Tabela 4.3 mostra os resultados para o PCC e a Figura 4.3 apresenta os perfis de contornos de velocidades para alguns casos simulados do escoamento sobre a esfera.

Tabela 4.3 - Resultado numérico-experimental do PCC para a esfera.

EN	X2	X1	h (W.m ⁻² .°C ⁻¹)
1	-1	-1	875,9
2	-1	+1	5023,4
3	+1	-1	1269,4
4	+1	+1	7160,4
5	-1,32	0	1675,9
6	+1,32	0	4365,5
7	0	-1,32	60,8
8	0	+1,32	7405,9
9-14	0	0	3803,8

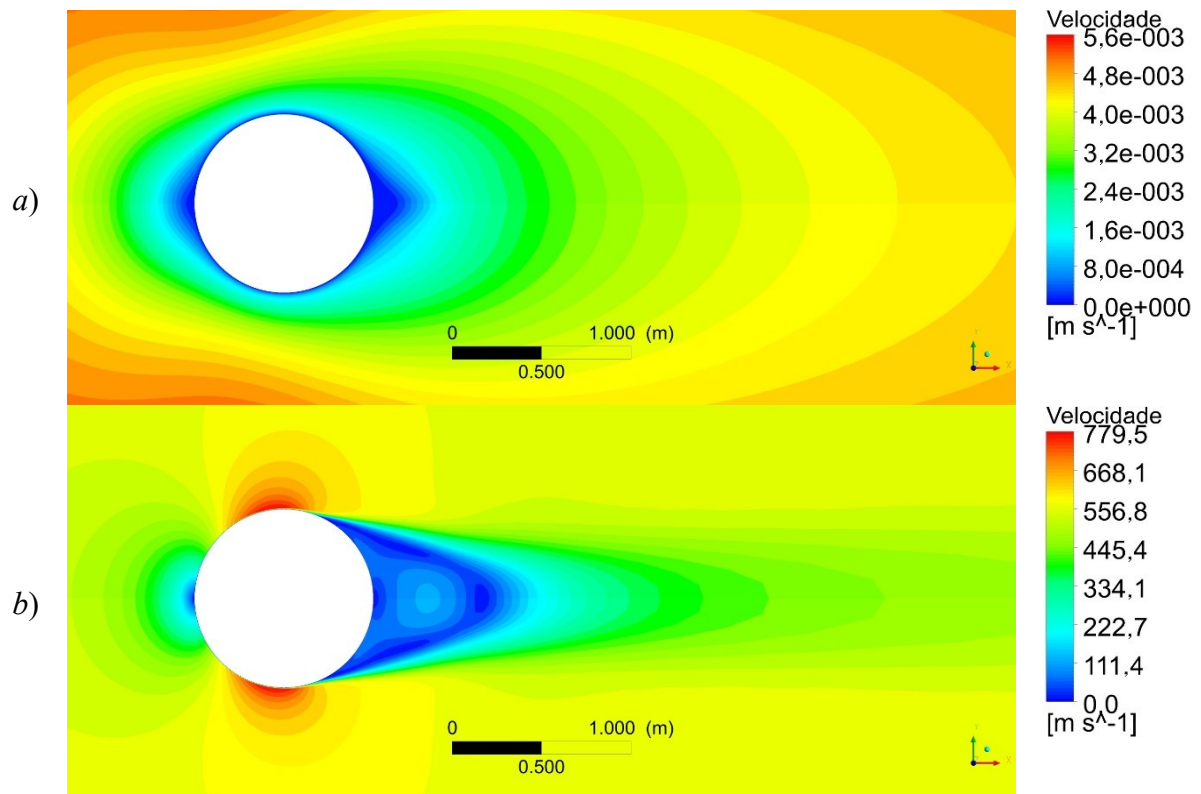


Figura 4.3 - Contorno de velocidade para o escoamento sobre a esfera: a) em regime laminar, EN 07 e; b) em regime turbulento, EN 08.

A Figura 4.3 apresenta os perfis de contornos de velocidades para o escoamento sobre a esfera em regime laminar (a) e turbulento (b). Todos os perfis de contornos obtidos das

simulações que envolviam escoamentos turbulentos sobre a esfera foram similares ao observado pela Figura 4.3b, tendo estes variados entre si somente nos valores das velocidades do contorno. A Figura 4.3a mostra que, para qualquer direção à jusante da esfera, a velocidade aumenta gradativamente com o aumento da distância do corpo até atingir a velocidade da corrente livre. A Figura 4.3b demonstra a existência de um ponto de estagnação na parte frontal do corpo e a partir dele o fluido acelera a valores de velocidades superiores aos da corrente livre e então há o desprendimento e uma esteira é formada a partir do ponto de separação.

Os coeficientes de regressão foram obtidos e elaborou-se a Equação 4.1, cujo coeficiente de ajuste (R^2) foi de 0,99 e a respectiva Superfície de Resposta (Figura 4.4).

$$h = 3814,86 + 2636,80 x_1 + 812,46 x_2 - 367,22 x_2^2 + 435,89 x_2 x_1 \quad (4.1)$$

A Equação 4.1 descreve o Coeficiente Convectivo de Transferência de Calor (h) em função das variáveis codificadas de Reynolds (Re) e Prandtl (Pr) para o intervalo de $10 < Re < 1.10^6$ e $7 < Pr < 12012$ para o escoamento sobre uma esfera de qualquer diâmetro.

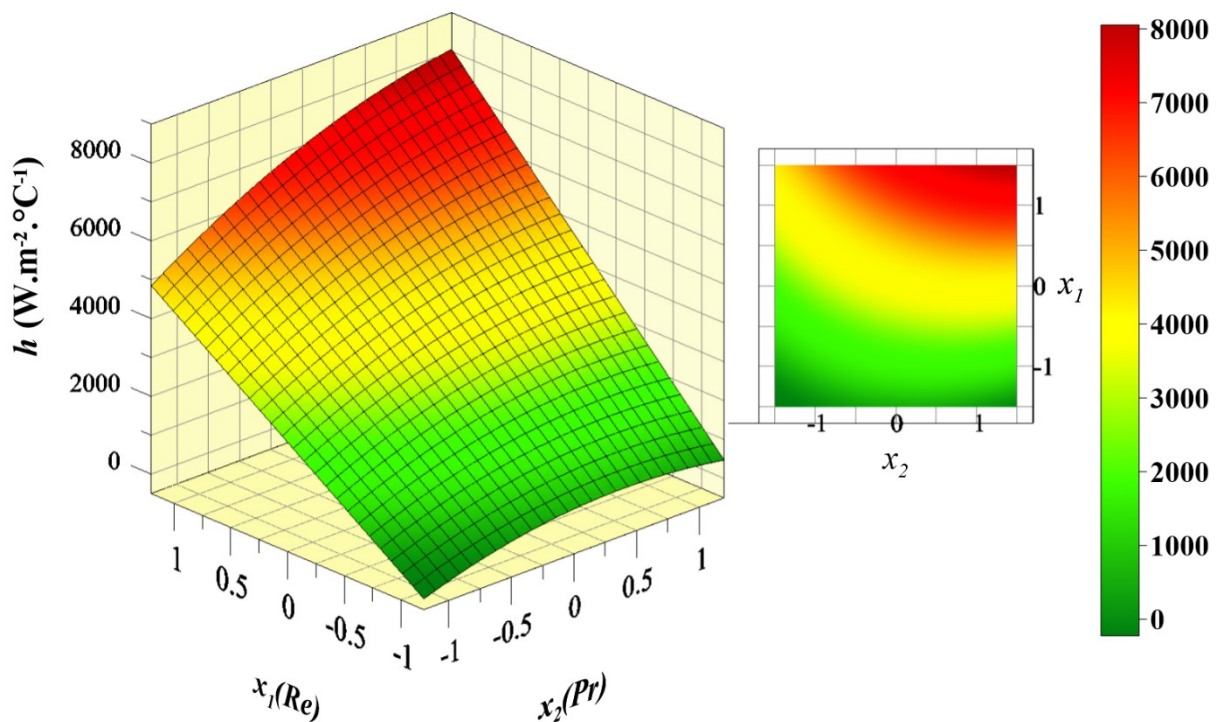


Figura 4.4 - Superfície de resposta em função das variáveis $X1$ e $X2$ para a esfera.

Verificou-se que quanto maiores forem os valores de Re e Pr , maiores serão os valores obtidos para o CCTC e que o aumento de Re tem impacto maior no valor do CCTC que o proporcional aumento de Pr , sendo que esse reconhecimento está adequado com as ocorrências físicas. A interação das variáveis Re e Pr também foi significativa e o efeito do quadrado de Prandtl apresenta sinal negativo e indica que, com o aumento de Pr , a taxa de crescimento de h sofre redução.

4.3.2 Escoamento sobre o cilindro

A Tabela 4.4 e a Figura 4.5 apresentam os resultados para o PCC e os perfis de contornos de velocidade para alguns casos simulados do escoamento sobre o cilindro, respectivamente.

Tabela 4.4 - Resultado numérico-experimental do PCC para a cilindro.

EN	X2	X1	h (W.m ⁻² .°C ⁻¹)
1	- 1	- 1	781,3
2	- 1	+ 1	4496,5
3	+ 1	- 1	1130,9
4	+ 1	+ 1	6401,5
5	- 1,32	0	1506,5
6	+ 1,32	0	3823,4
7	0	- 1,32	39,4
8	0	+ 1,32	6629,2
9-14	0	0	3613,4

A Figura 4.5 apresenta os perfis de contornos de velocidades para o escoamento sobre um cilindro em regime laminar (*a*) e turbulento (*b*). Notou-se diferenças significativas entre os gráficos de contornos do cilindro e da esfera. Sendo que, as observações feitas para o escoamento sobre a esfera podem ser generalizadas para o escoamento sobre o cilindro. Porém, no caso do cilindro, a região afetada pelo escoamento tem maiores proporções, certamente, devido ao fato de o cilindro proporcionar uma maior oposição ao escoamento através de seu

formato geométrico. Por este mesmo fato, a esteira criada no escoamento sobre o cilindro é maior que a esteira criada pela passagem de fluido sobre a esfera, desta forma, aumentando a área da região de recirculação.

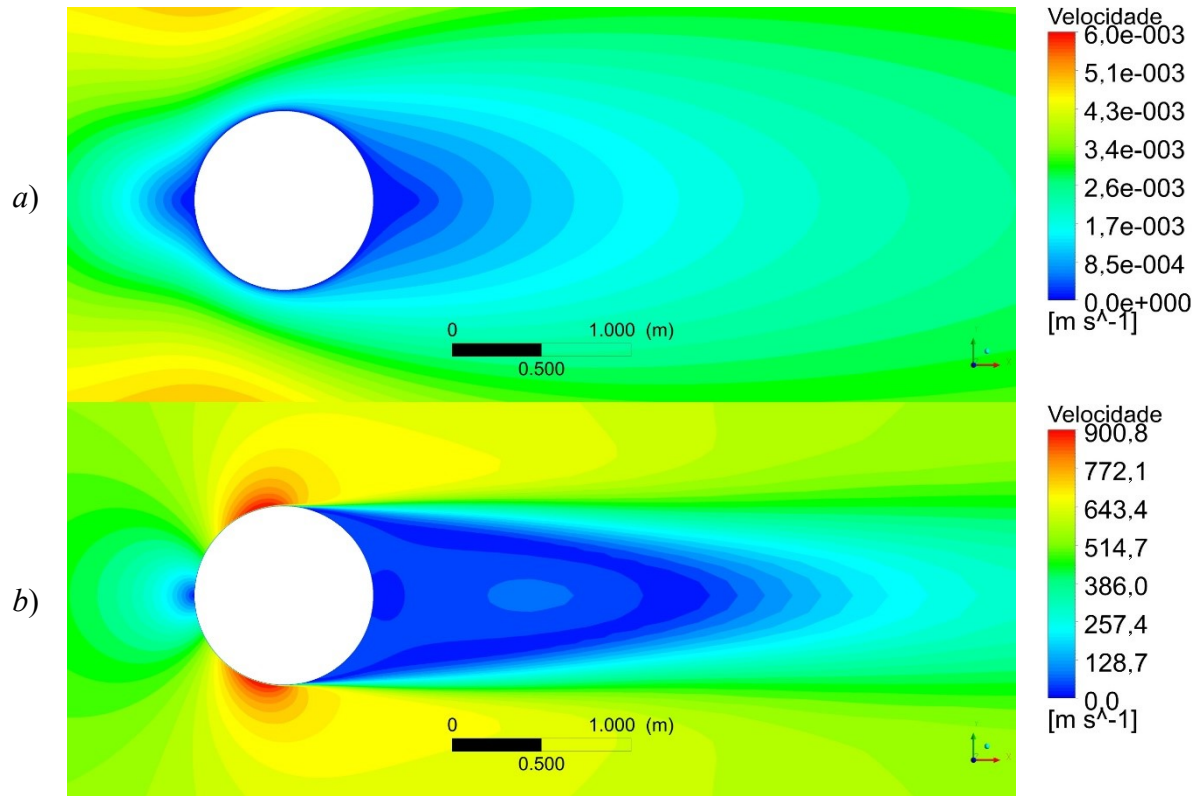


Figura 4.5 - Contorno de velocidade para o escoamento sobre o cilindro: a) em regime laminar, EN 07 e; b) em regime turbulento, EN 08.

Os coeficientes de regressão foram obtidos e elaborou-se a Equação 4.2, cujo coeficiente de ajuste (R^2) foi de 0,99 e a respectiva Superfície de Resposta (Figura 4.6).

$$h = 3563,49 + 709,89 x_2 - 454,35 x_2^2 + 2362,93 x_1 + 388,85 x_2 x_1 \quad (4.2)$$

A Equação 4.2 descreve o Coeficiente Convectivo de Transferência de Calor (h) em função das variáveis codificadas de Reynolds (Re) e Prandtl (Pr) para o intervalo de $10 < Re < 1.10^6$ e $7 < Pr < 12012$ para o escoamento sobre o cilindro.

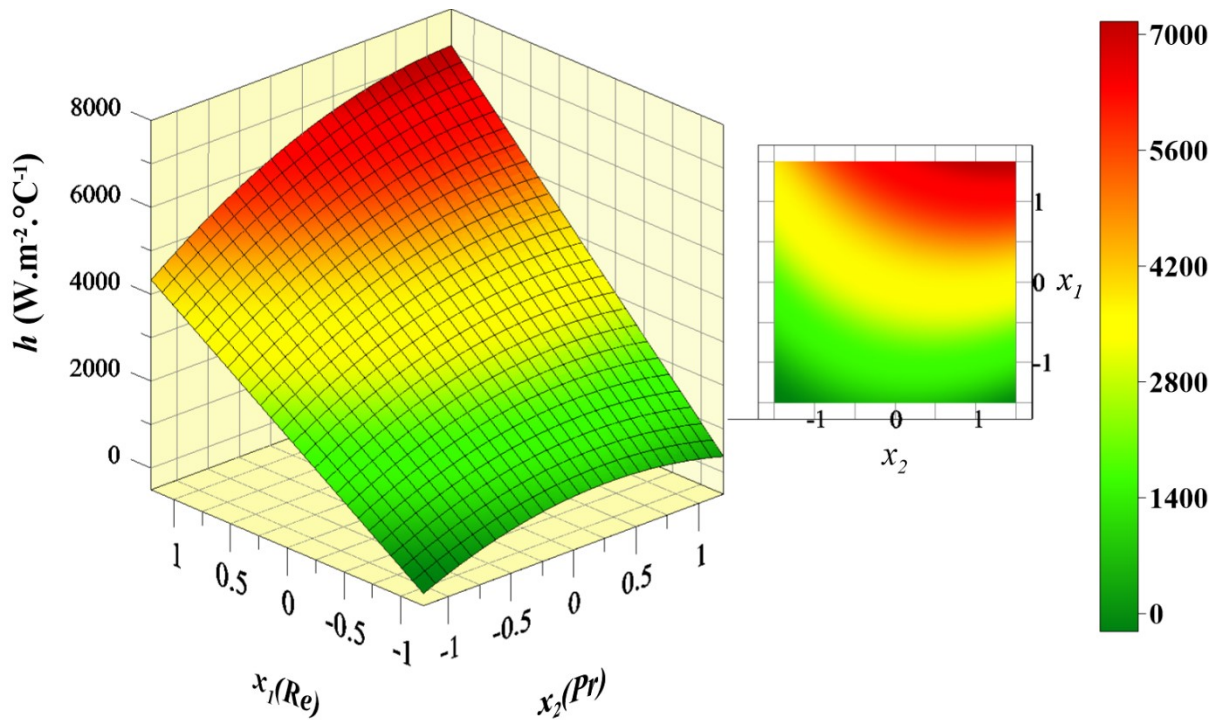


Figura 4.6 - Superfície de resposta em função das variáveis $X1$ e $X2$ para o cilindro.

Verificou-se a existência de similaridade nos gráficos de superfície de resposta do cilindro e da esfera em que quanto maiores os valores de Re e Pr maiores os valores obtidos para o CCTC e que o aumento de Re tem impacto maior no valor do CCTC que o proporcional aumento de Pr , sendo que esse reconhecimento é adequado às ocorrências fenomenológicas. O efeito mais impactante foi Reynolds, sendo que a interação Re e Pr também foi significativa. O valor de h no ponto médio do PCC ($Re = 0$ e $Pr = 0$) foi de $3613 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{C}^{-1}$. Essa análise, aliada às análises dos gráficos de contorno de velocidade dos escoamentos, demonstra a concordância entre os resultados obtidos e o fenômeno físico.

4.3.3 Escoamento sobre a placa plana com distintos ângulos de ataque

As simulações do escoamento sobre a placa plana foram realizadas de acordo com a Tabela 3.4 e em concordância com a planejamento do PCC (Tabelas 3.8, 3.9 e 3.10). Os valores dos Coeficientes Convectivos de Transferência de Calor obtidos por solução numérica são apresentados na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 - Resultado numérico-experimental do PCC para a placa plana.

EN	X2	X1	X3	<i>h</i> (W.m ⁻² .°C ⁻¹)
1	-1	-1	-1	877,8
2	-1	-1	+1	780,2
3	-1	+1	-1	4276,4
4	-1	+1	+1	2496,7
5	+1	-1	-1	1202,5
6	+1	-1	+1	944,5
7	+1	+1	-1	6220,2
8	+1	+1	+1	3686,7
9	-1,35	0	0	1348,7
10	+1,35	0	0	3292,0
11	0	-1,35	0	35,6
12	0	+1,35	0	5150,2
13	0	0	-1,35	4190,9
14	0	0	+1,35	1879,8
15-17	0	0	0	2961,6

A Figura 4.7 apresenta os perfis de contornos de velocidades para o escoamento sobre a placa plana em regime turbulento para diversos ângulos de ataque (*a*, *b* e *d*) e em regime laminar (*c*). Observou-se que a placa paralela à corrente provoca o menor distúrbio no escoamento e que o aumento do ângulo de ataque incrementa a perturbação no escoamento e este incremento de perturbação resulta em decréscimo no valor do CCTC que é associado ao aumento da oposição ao escoamento provocado pelo corpo devido sua geometria. Destaque para a perturbação causada pelo escoamento com ângulo de ataque de 90° sobre a plana (Figura 4.7*d*) em que a escala do gráfico teve de ser aumentada em quatro vezes para dar visibilidade à região da esteira.

Os coeficientes de regressão foram obtidos e elaborou-se a Equação 4.3, cujo coeficiente de ajuste (R^2) foi de 0,98 e as Superfícies de Resposta mostradas na Figuras 4.8, 4.9 e 4.10.

$$\begin{aligned}
 h = & 2874,65 + 1697,46 x_1 + 536,15 x_2 - 668,48 x_3 - 308,89 x_2^2 \\
 & + 330,6 x_2 x_1 - 494,7 x_3 x_1
 \end{aligned}
 \tag{4.3}$$

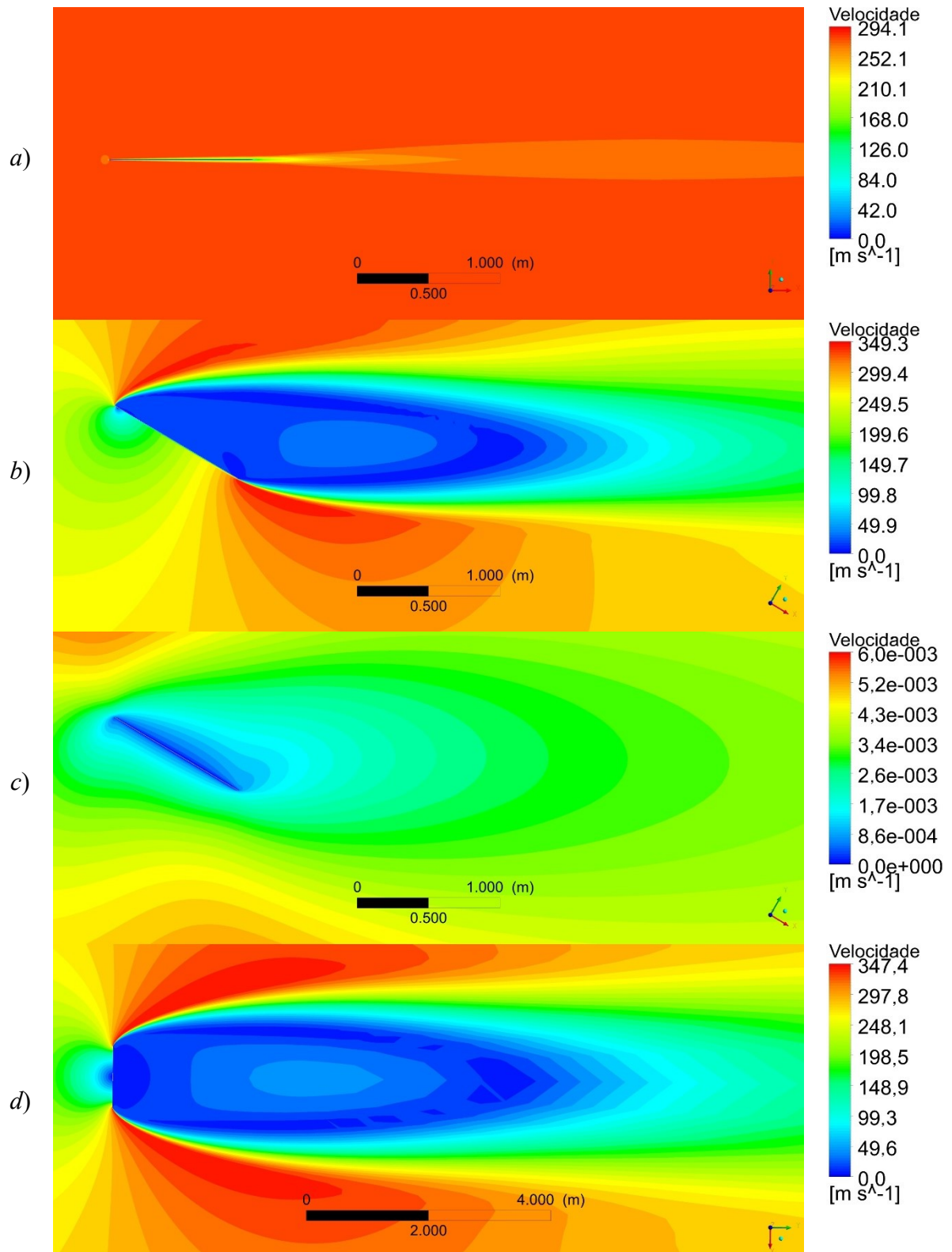


Figura 4.7 - Contorno de velocidade para o escoamento ao redor da placa: *a)* em regime turbulento e $\theta = 0^\circ$, EN 13; *b)* em regime turbulento e $\theta = 30^\circ$, EN 15; *c)* em regime laminar e $\theta = 30^\circ$, EN 11 e; *d)* em regime turbulento e $\theta = 90^\circ$, EN 14.

A Equação 4.3 descreve o Coeficiente Convectivo de Transferência de Calor (h) em função das variáveis codificadas de Reynolds (Re), Prandtl (Pr) e ângulo de ataque ($\sin(\theta)$) para o intervalo de $10 < Re < 1.10^6$, $7 < Pr < 12012$ e $\theta > 0^\circ$ para o escoamento ao redor da placa plana.

Observa-se pelos resultados que a variação de Re e Pr é diretamente proporcional à variação do CCTC e a variação do ângulo de ataque é inversamente proporcional à variação do CCTC. O efeito relacionado à variável Reynolds é maior que o relacionado à variável Prandtl e à variável ângulo de ataque e o efeito de Prandtl é maior do que o efeito do ângulo de ataque. O valor de h para as condições médias do PCC ($X1 = 0$, $X2 = 0$ e $X3 = 0$) foi de $2961 \text{ W.m}^{-2}.\text{C}^{-1}$. Nota-se ainda que a Figura 4.8 confirma o que foi mencionado anteriormente e acrescenta que, com o aumento de Re , o CCTC se torna mais sensível às variações de Pr . Já as Figuras 4.9 e 4.10 mostram que o aumento da inclinação no ângulo de ataque e o CCTC apresentam comportamentos inversamente proporcionais, em que, quanto maior a inclinação do ângulo de ataque, maior será a região de camada limite de velocidade e menor serão as transferências térmicas e isso se deve ao aumento da resistência ao escoamento.

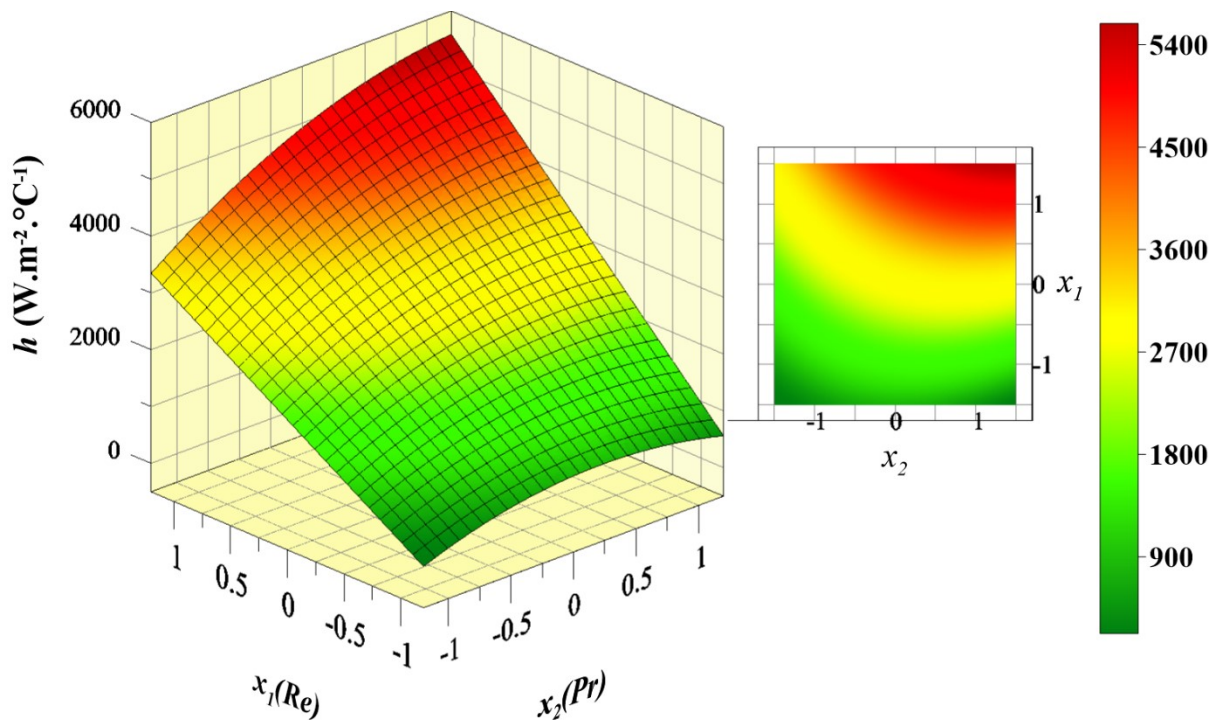


Figura 4.8 - Superfície de resposta em função das variáveis $X1$ e $X2$ para a placa plana ($X3 = 0$).

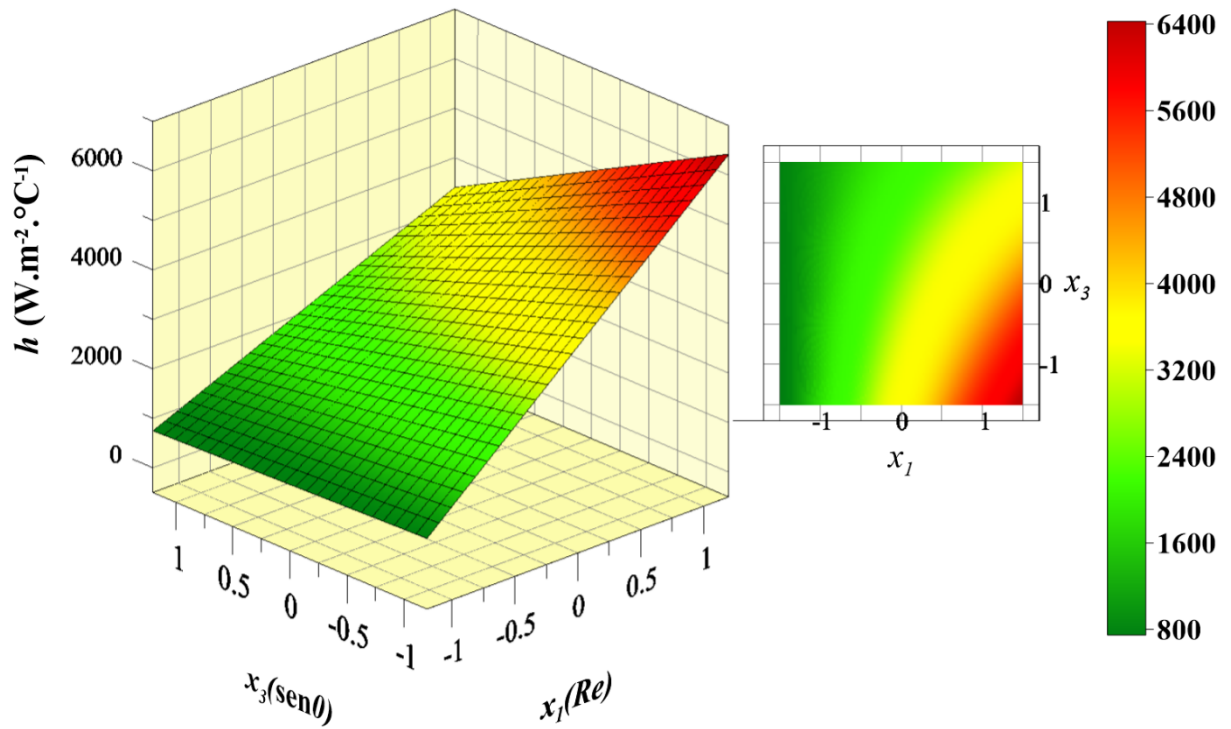


Figura 4.9 - Superfície de resposta em função das variáveis $X1$ e $X3$ para a placa plana ($X2 = 0$).

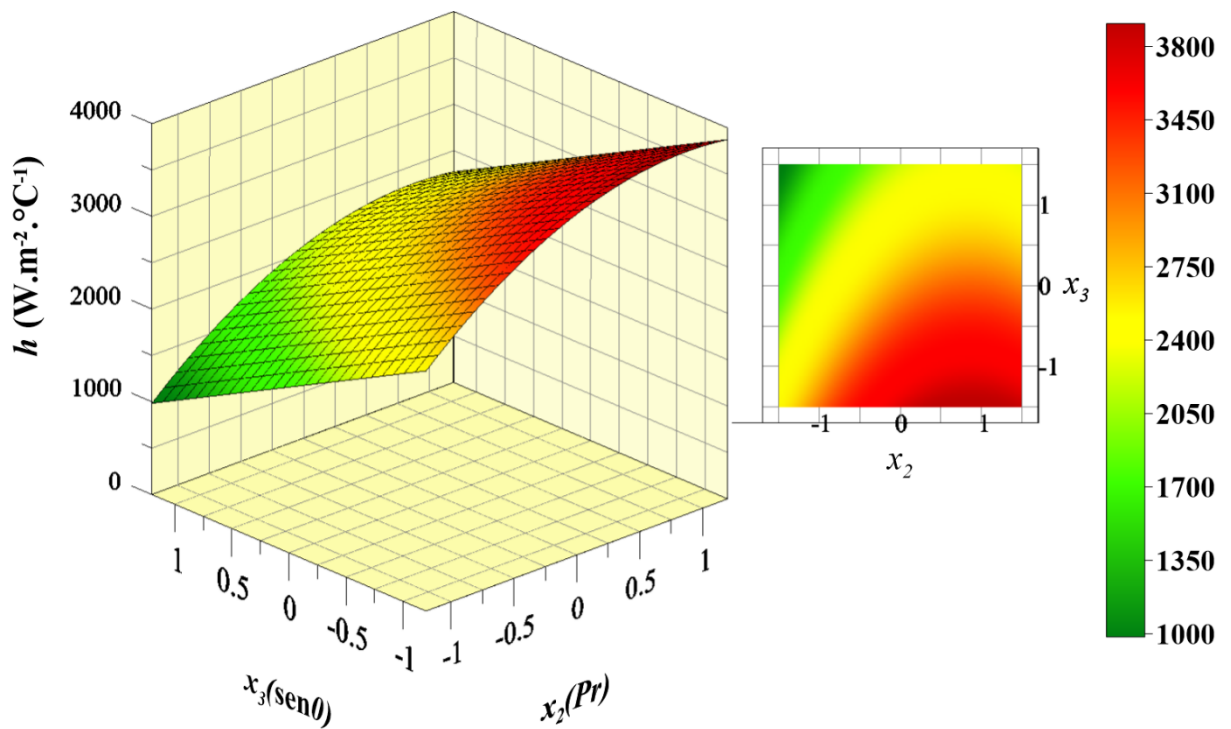


Figura 4.10 - Superfície de resposta em função das variáveis $X2$ e $X3$ para a placa plana ($X1 = 0$).

4.3.4 Escoamento sobre o elipsoide de corrente livre paralela à linha da corda

Para o caso do escoamento paralelo sobre o elipsoide, apresenta-se a Tabela 4.6 com os resultados dos experimentos numéricos e alguns perfis de contornos de velocidades (Figura 4.11).

Tabela 4.6 - Resultado numérico-experimental do PCC para o elipsoide (fluxo paralelo).

EN	X2	X1	h (W.m ⁻² .°C ⁻¹)
1	- 1	- 1	1002,4
2	- 1	+ 1	4825,8
3	+ 1	- 1	1392,4
4	+ 1	+ 1	7131,7
5	- 1,32	0	1612,0
6	+ 1,32	0	4673,2
7	0	- 1,32	27,3
8	0	+ 1,32	7129,3
9-14	0	0	4181,5

A Figura 4.11 apresenta os perfis de contornos de velocidades para o escoamento sobre elipsoide paralelo à corrente em regime laminar (a) e turbulento (b). Dentre os corpos rombudos estudados por este trabalho, o elipsoide apresenta a menor região de recirculação de fluido (área em azul da Figura 4.11b) criando pouca turbulência ao escoamento e, a partir desta informação, espera-se que sejam alcançados altos valores para o coeficiente de película (h).

Os coeficientes de regressão foram obtidos e elaborou-se a Equação 4.4, cujo coeficiente de ajuste (R^2) foi de 0,98 e sua correspondente Superfície de Resposta (Figura 4.12).

$$h = 4038,90 + 2530,36 x_1 + 900,12 x_2 - 489,28 x_2^2 + 478,98 x_2 x_1 \quad (4.4)$$

A Equação 4.4 descreve o Coeficiente Convectivo de Transferência de Calor (h) em função das variáveis codificadas de Reynolds (Re) e Prandtl (Pr) para o intervalo de $10 < Re < 1.10^6$ e $7 < Pr < 12012$ para o escoamento ao redor do elipsoide considerando corrente paralela ao corpo.

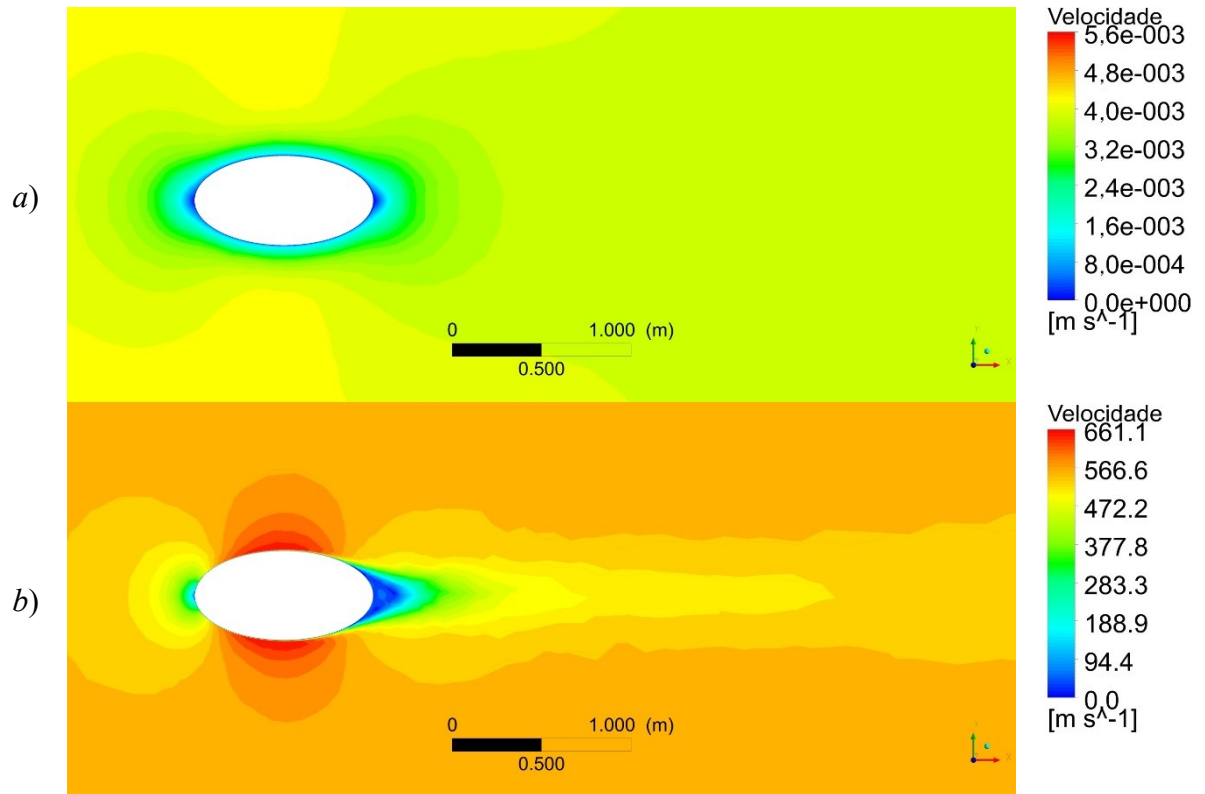


Figura 4.11 - Contorno de velocidade para o escoamento paralelo ao elipsoide: a) em regime laminar, EN 07 e; b) em regime turbulento, EN 08.

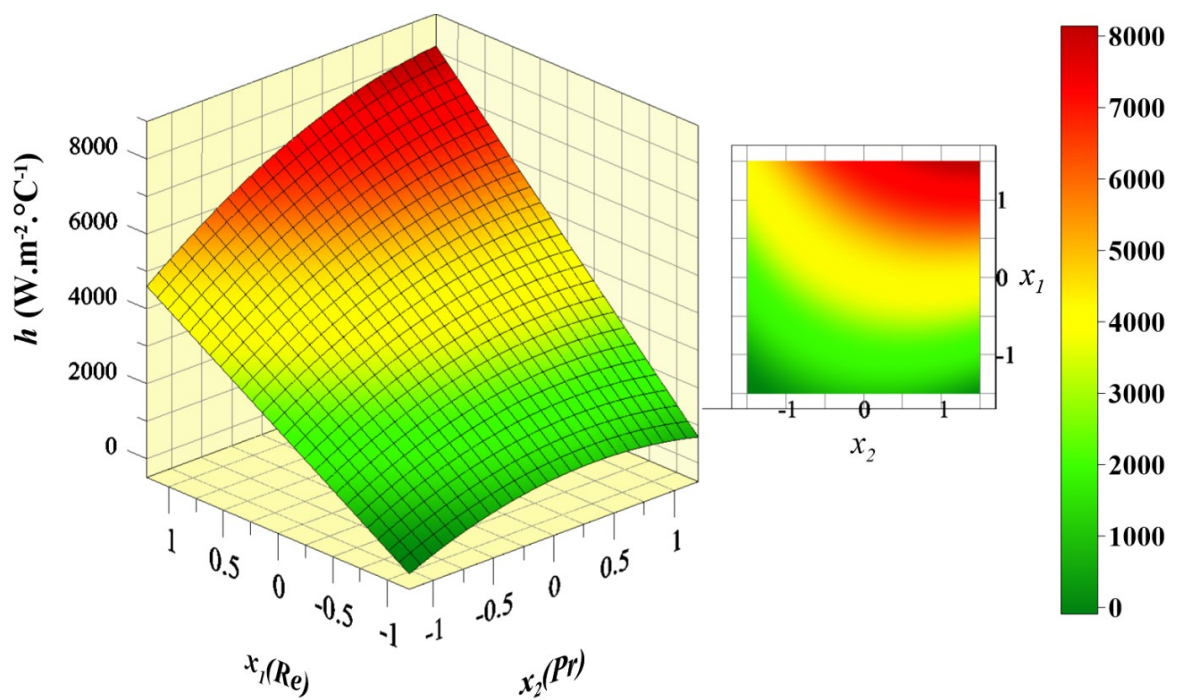


Figura 4.12 - Superfície de resposta em função das variáveis $X1$ e $X2$ para o escoamento paralelo sobre o elipsoide.

A Figura 4.12 apresenta a superfície de resposta em função das variáveis $X1$ e $X2$ para o escoamento paralelo sobre o elipsoide. O valor de h no ponto médio do PCC ($X1 = 0$ e $X2 = 0$) foi de $4182 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$. Notadamente, a tendência observada para as geometrias convencionais repetem para o caso das geometrias não convencionais.

4.3.5 Escoamento sobre o elipsoide de corrente livre perpendicular à linha da corda

As simulações do escoamento perpendicular ao elipsoide foram realizadas de acordo com a Tabela 3.4 e em concordância com o planejamento do PCC (Tabelas 3.5, 3.6 e 3.7). Os valores dos Coeficientes Convectivos de Transferência de Calor obtidos por solução numérica são apresentados na Tabela 4.7.

Tabela 4.7 - Resultado numérico-experimental do PCC para elipsoide (fluxo perpendicular).

EN	$X2$	$X1$	h ($\text{W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$)
1	- 1	- 1	1014,4
2	- 1	+ 1	5148,3
3	+ 1	- 1	1415,8
4	+ 1	+ 1	7285,3
5	- 1,32	0	1740,6
6	+ 1,32	0	4673,0
7	0	- 1,32	63,1
8	0	+ 1,32	7493,9
9-14	0	0	4175,0

A Figura 4.13 apresenta alguns perfis de contornos de velocidades para o escoamento sobre o elipsoide de corrente livre perpendicular à linha da corda em regime laminar (a) e turbulento (b). Apesar da modificação no aumento da inclinação do ângulo de ataque, o comportamento observado é semelhante ao escoamento paralelo sobre a mesma geometria com destaque para o incremento na região de recirculação logo após a passagem de fluido pelo objeto representado pelo aumento da região de cor azul.

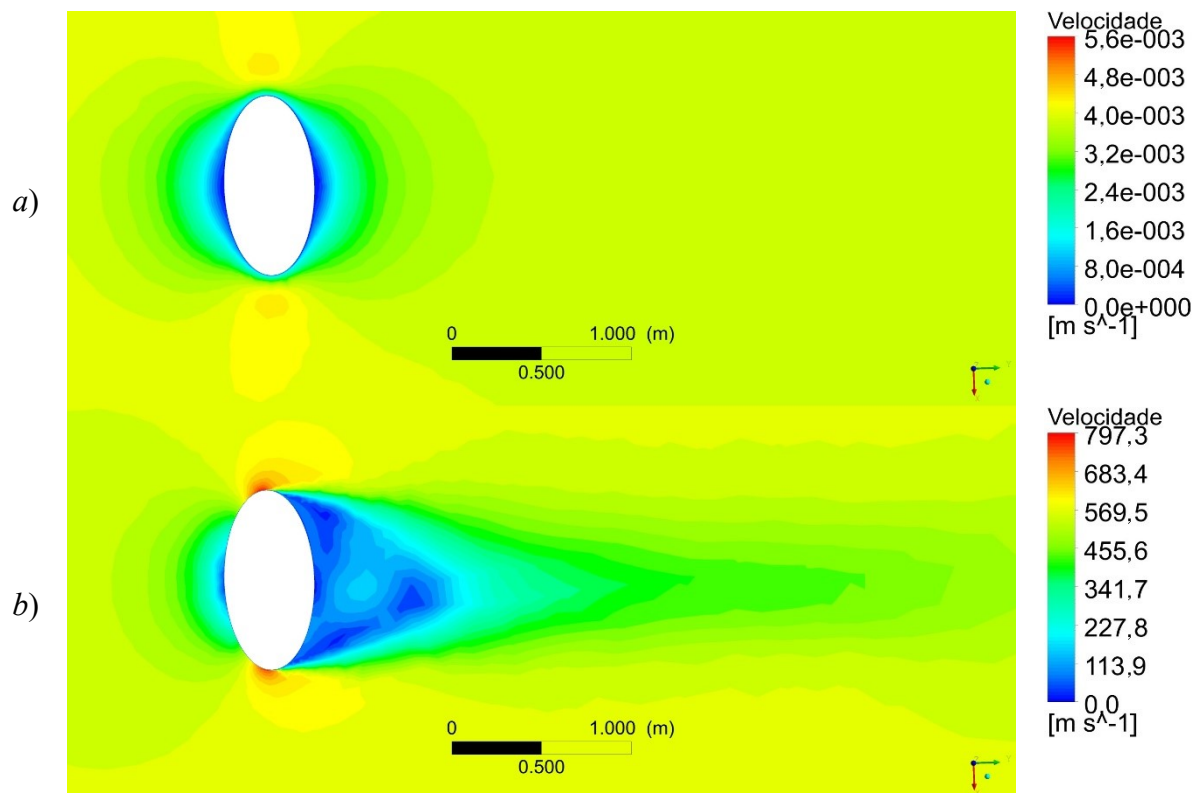


Figura 4.13 - Contorno de velocidade para o escoamento perpendicular ao elipsoide: *a)* em regime laminar, EN 07 e; *b)* em regime turbulento, EN 08.

Os coeficientes de regressão foram obtidos e elaborou-se a Equação 4.5, cujo coeficiente de ajuste (R^2) foi de 0,98 e sua correspondente Superfície de Resposta (Figura 4.14).

$$h = 4092,81 + 856,36 x_2 - 456,32 x_2^2 + 2647,22 x_1 + 433,92 x_2 x_1 \quad (4.5)$$

A Equação 4.5 descreve o Coeficiente Convectivo de Transferência de Calor (h) em função das variáveis codificadas de Reynolds (Re) e Prandtl (Pr) para o intervalo de $10 < Re < 1.10^6$ e $7 < Pr < 12012$ para o escoamento sobre o elipsoide considerando corrente perpendicular ao corpo.

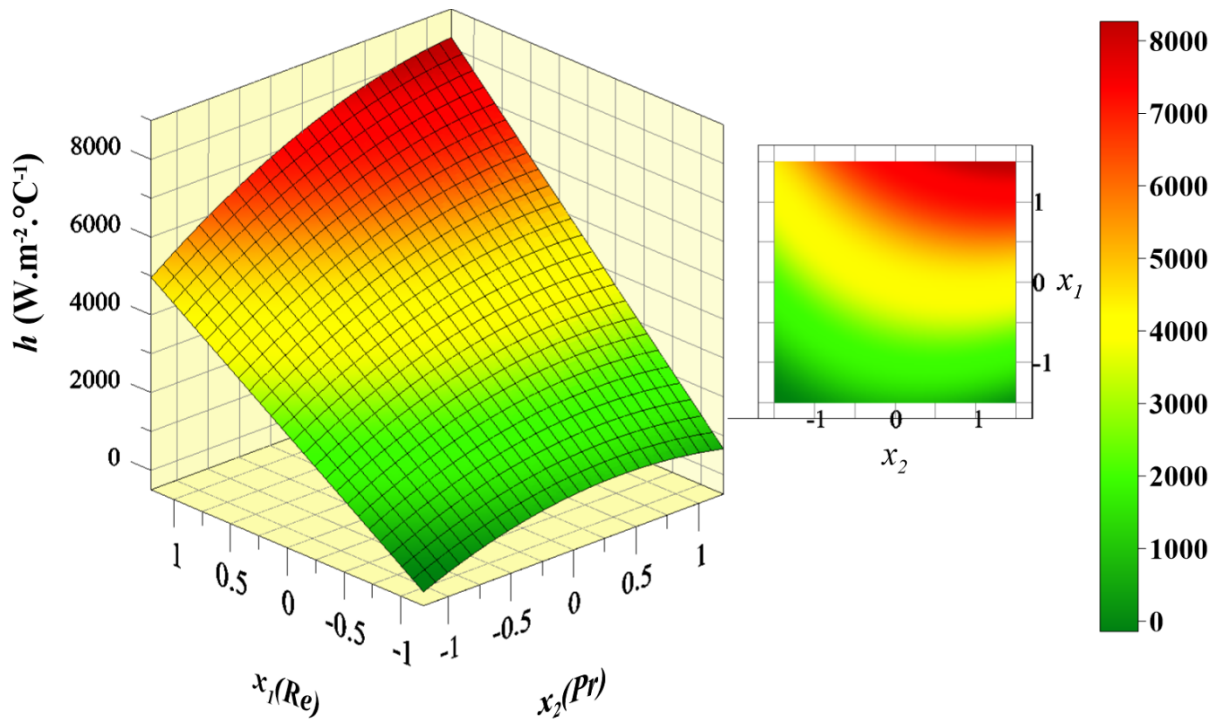


Figura 4.14 - Superfície de resposta em função das variáveis $X1$ e $X2$ para o escoamento perpendicular sobre o elipsoide.

Para o caso do elipsoide em escoamento perpendicular, verificou-se que os efeitos seguem o mesmo padrão observado para as outras geometrias, sendo que o valor do efeito da variável Re é maior que o valor do efeito da variável Pr e esta última apresenta sinal negativo em seu termo quadrático. Os efeitos da interação Re e Pr também são significativos e aparecem na equação matemática. O valor de h para as condições médias do PCC ($Re = 0$ e $Pr = 0$) para o escoamento perpendicular ao elipsoide foi de $4175 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$, representado um aumento de 1,37% em relação ao escoamento paralelo.

4.3.6 Escoamento sobre o parabolóide de corrente livre paralela à linha da corda

A Tabela 4.8 exhibe os resultados do CCTC para o escoamento sobre o parabolóide conforme PCC e a Figura 4.15 apresenta os perfis de contornos de velocidades para algumas simulações numérico-experimental.

Tabela 4.8 - Resultado numérico-experimental do PCC para o parabolóide (fluxo paralelo).

EN	X2	X1	h (W.m ⁻² .°C ⁻¹)
1	-1	-1	989,7
2	-1	+1	4769,5
3	+1	-1	1426,5
4	+1	+1	7091,7
5	-1,32	0	1548,0
6	+1,32	0	4683,9
7	0	-1,32	49,6
8	0	+1,32	7047,0
9-14	0	0	4185,7

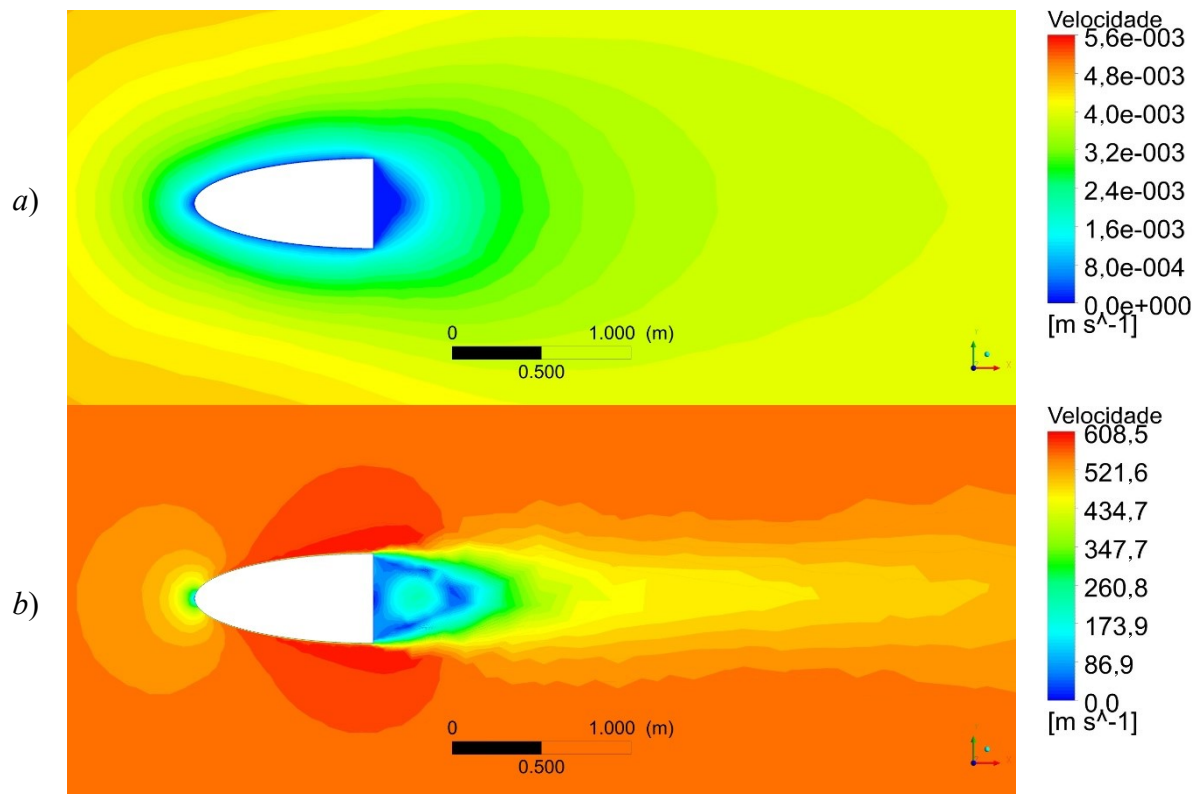


Figura 4.15 - Contorno de velocidade para o escoamento paralelo ao parabolóide: a) em regime laminar, EN 07 e; b) em regime turbulento, EN 08.

Os coeficientes de regressão foram obtidos e elaborou-se a Equação 4.6 para o intervalo de $10 < Re < 1.10^6$ e $7 < Pr < 12012$, cujo coeficiente de ajuste (R^2) foi de 0,98 e a respectiva Superfície de Resposta (Figura 4.16).

$$h = 4170,31 + 921,72 x_2 - 502,57 x_2^2 + 2496,17 x_1 - 254,34 x_1^2 + 471,37 x_2 x_1 \quad (4.6)$$

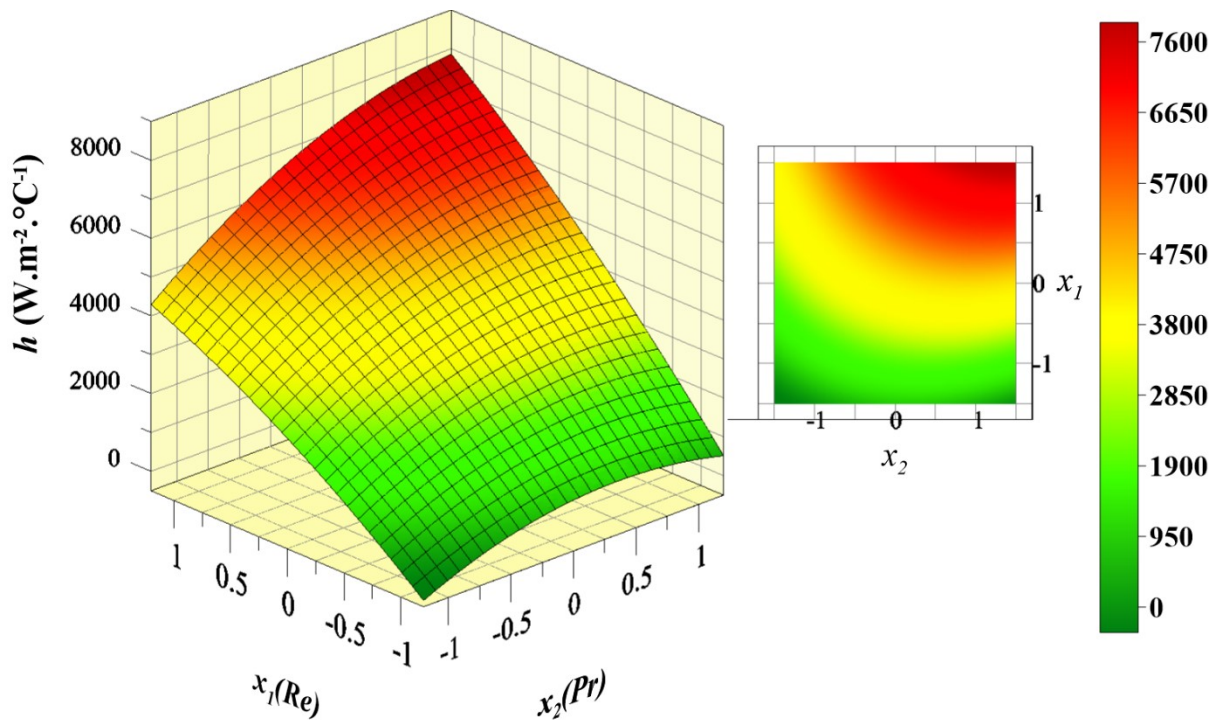


Figura 4.16 - Superfície de resposta em função das variáveis $X1$ e $X2$ para o escoamento paralelo sobre o parabolóide.

Pelos resultados dos efeitos para o escoamento paralelo ao parabolóide, notou-se os resultados do Coeficiente Convectivo de Transporte de Calor foram parecidos mas levemente inferiores àqueles apresentados para as outras geometrias, mesmo apesar de este coeficiente (h) ter alcançado o valor de $4186 W \cdot m^{-2} \cdot C^{-1}$ nas condições médias do PCC ($Re = 0$ e $Pr = 0$). Independentemente destas constatações, é possível observar que Re e Pr compreenderam um comportamento diretamente proporcional ao coeficiente de película (h) sendo Re mais impactante nos valores deste coeficiente.

4.3.7 Escoamento sobre o parabolóide de corrente livre perpendicular à linha da corda

As simulações do escoamento perpendicular ao parabolóide foram realizadas de acordo com a Tabela 3.4 e em concordância com a planejamento do PCC (Tabelas 3.5, 3.6 e 3.7). Os valores dos Coeficientes Convectivos de Transferência de Calor obtidos por solução numérica são apresentados na Tabela 4.9.

Tabela 4.9 - Resultado numérico-experimental do PCC para o parabolóide (fluxo perpendicular).

EN	X2	X1	<i>h</i> (W.m ⁻² .°C ⁻¹)
1	-1	-1	935,3
2	-1	+1	4853,8
3	+1	-1	1311,0
4	+1	+1	6998,8
5	-1,32	0	1661,3
6	+1,32	0	4349,1
7	0	-1,32	58,9
8	0	+1,32	7170,1
9-14	0	0	4031,9

Os coeficientes de regressão foram obtidos e elaborou-se a Equação 4.7 para o intervalo de $10 < Re < 1.10^6$ e $7 < Pr < 12012$, cujo coeficiente de ajuste (R^2) foi de 0,98 e a correspondente Superfície de Resposta (Figura 4.18).

$$h = 3942,99 + 2537,79 x_1 + 810,85 x_2 - 490,71 x_2^2 + 442,34 x_2 x_1 \quad (4.7)$$

A Figura 4.17 apresenta os perfis de contornos de velocidades para alguns casos simulados nesta etapa.

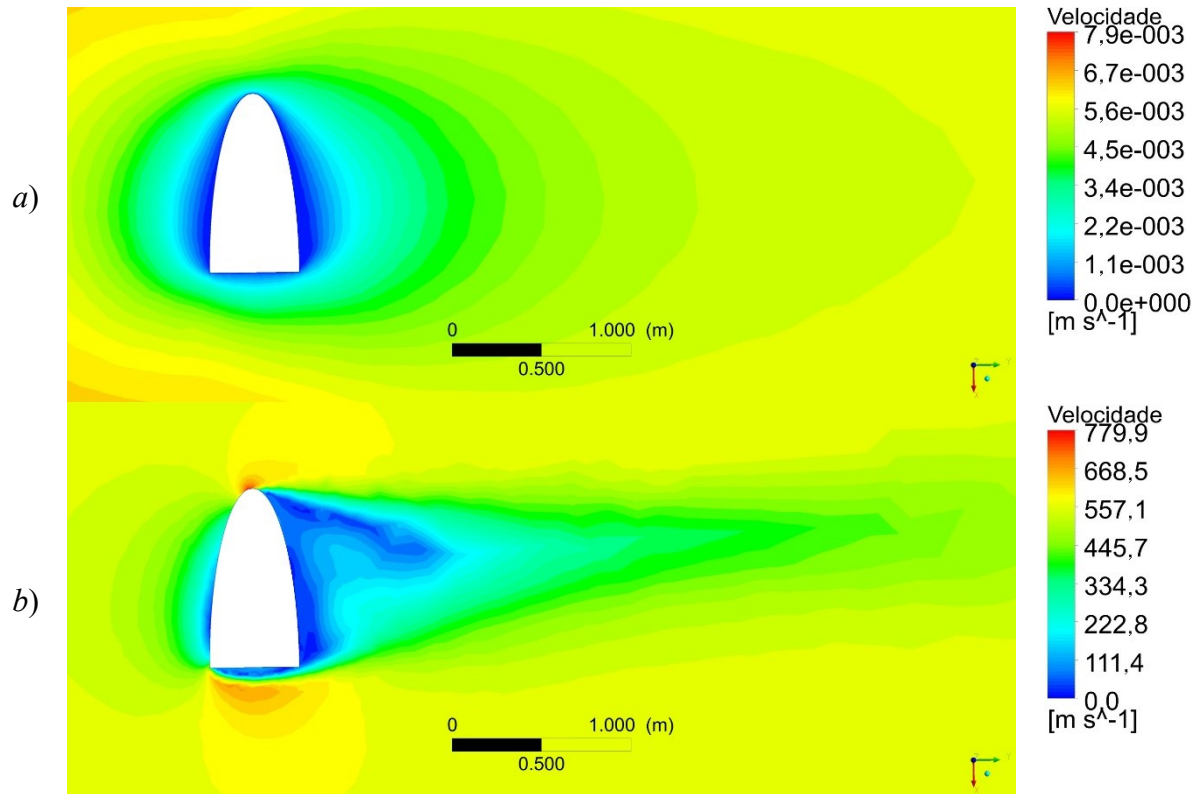


Figura 4.17 - Contorno de velocidade para o escoamento perpendicular ao parabolóide: a) em regime laminar, EN 07 e; b) em regime turbulento, EN 08.

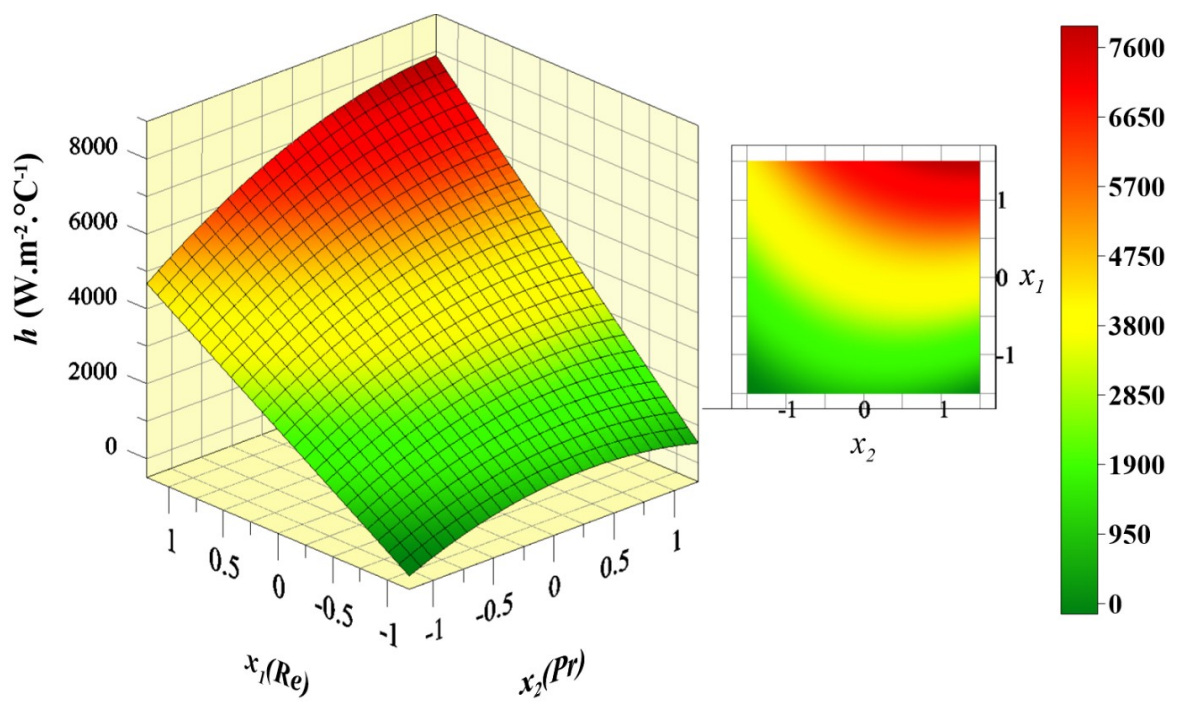


Figura 4.18 - Superfície de resposta em função das variáveis $X1$ e $X2$ para o escoamento perpendicular sobre o parabolóide.

De forma análoga aos outros casos, observou-se que Re e Pr são diretamente proporcionais a h . O valor de h para as condições médias do PCC foi de $3942 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ que representa um decréscimo de 5% em relação ao valor médio obtido para o caso de escoamento paralelo à geometria. Em relação aos efeitos, os valores associados à variável Re são maiores que os da variável Pr . O efeito do quadrado de Pr apresenta sinal negativo que indica que maiores valores de Pr diminuem a taxa de transferência do coeficiente de película (h) e o efeito de interação entre Re e Pr foram significativos para o equacionamento de acordo com o nível de significância adotado.

4.4 Perfis de distribuições térmicas

Objetivando analisar a distribuição de temperatura no fluido ao longo do escoamento sobre a superfície, os perfis de distribuição de temperatura são apresentados para os escoamento em regime laminar para as várias geometrias de estudo (Figura 4.19).

De acordo com a Figura 4.19, observou-se à montante dos corpos que o fluido frio foi aquecido subitamente, haja vista que a transferência de calor nesta região é mais eficaz devido à existência dos maiores gradientes térmicos. Conforme o escoamento avançou sobre o corpo, as temperaturas do fluido tenderam a aumentar devido ao contato com a geometria aquecida e o fluido por sua vez dissipou calor através das linhas de corrente (típicas de escoamentos laminares) resultando em um aumento de espessura da camada limite de temperatura. Conseqüentemente, a uma distância razoável à jusante destas geometrias, a temperatura foi novamente uniformizada para valores próximos à temperatura de aproximação do fluido (T_∞).

4.5 Distribuições do CCTC através das superfícies das geometrias

A partir dos resultados das simulações via CFD, elaborou-se o gráfico de distribuição do Coeficiente Convectivo de Transferência de Calor em função do comprimento característico da superfície de contato da geometria. O gráfico foi obtido através dos resultados dos experimentos-numéricos no ponto médio do PCC de cada geometria ($X1 = 0$, $X2 = 0$ e $X3 = 0$) no intuito de estender o entendimento do mecanismo de convecção aliado ao escoamento paralelo à geometria. Os resultado são apresentados pela Figura 4.20.

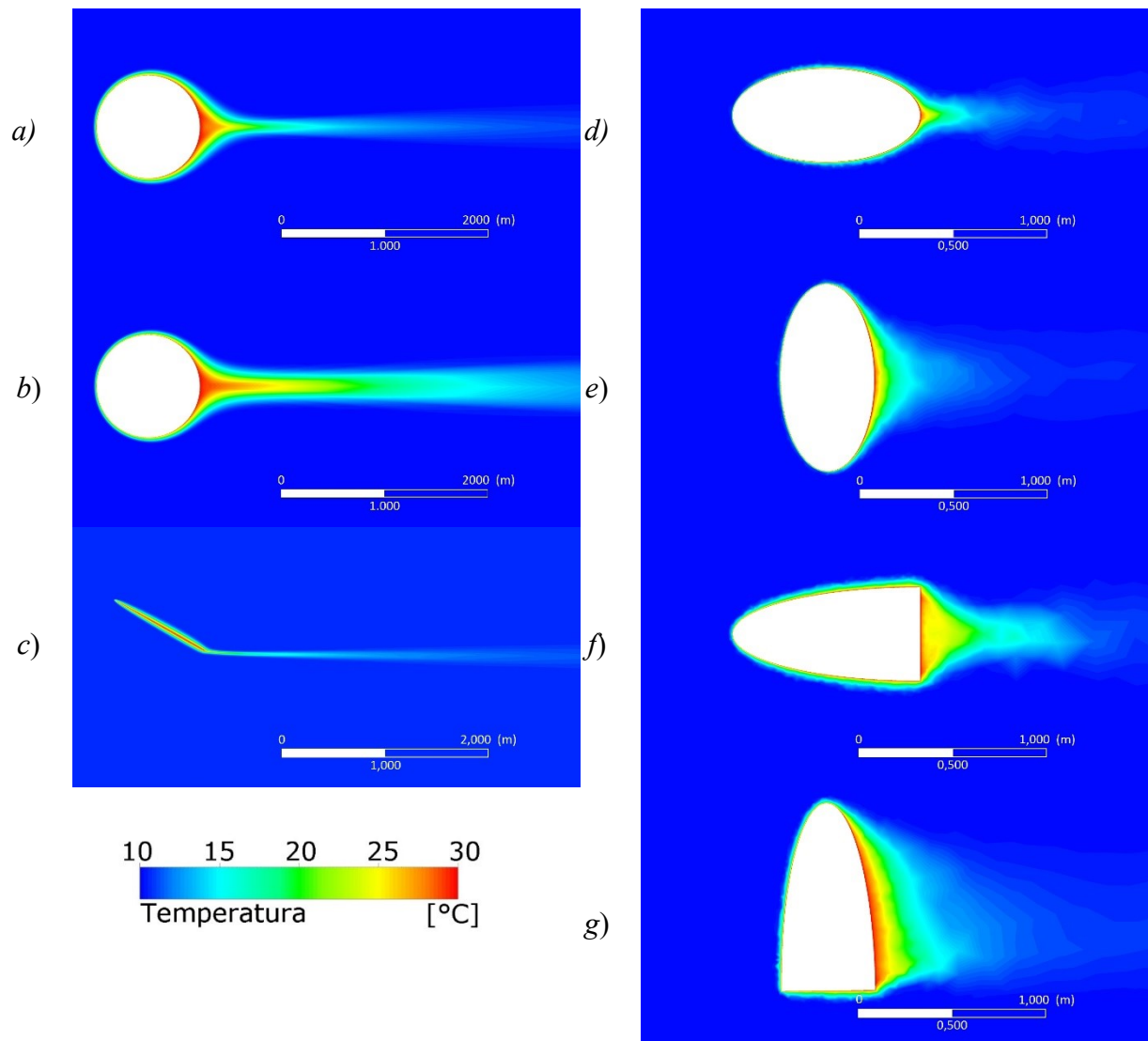


Figura 4.19 - Perfis de distribuição térmica dos escoamentos em regime laminares sobre o: *a)* cilindro, EN 07; *b)* esfera, EN 07; *c)* placa, EN 11; *d)* elipsoide (fluxo paralelo), EN 07; *e)* elipsoide (fluxo perpendicular), EN 07; *f)* paraboloides (fluxo paralelo), EN 07 e; *g)* paraboloides (fluxo perpendicular), EN 07.

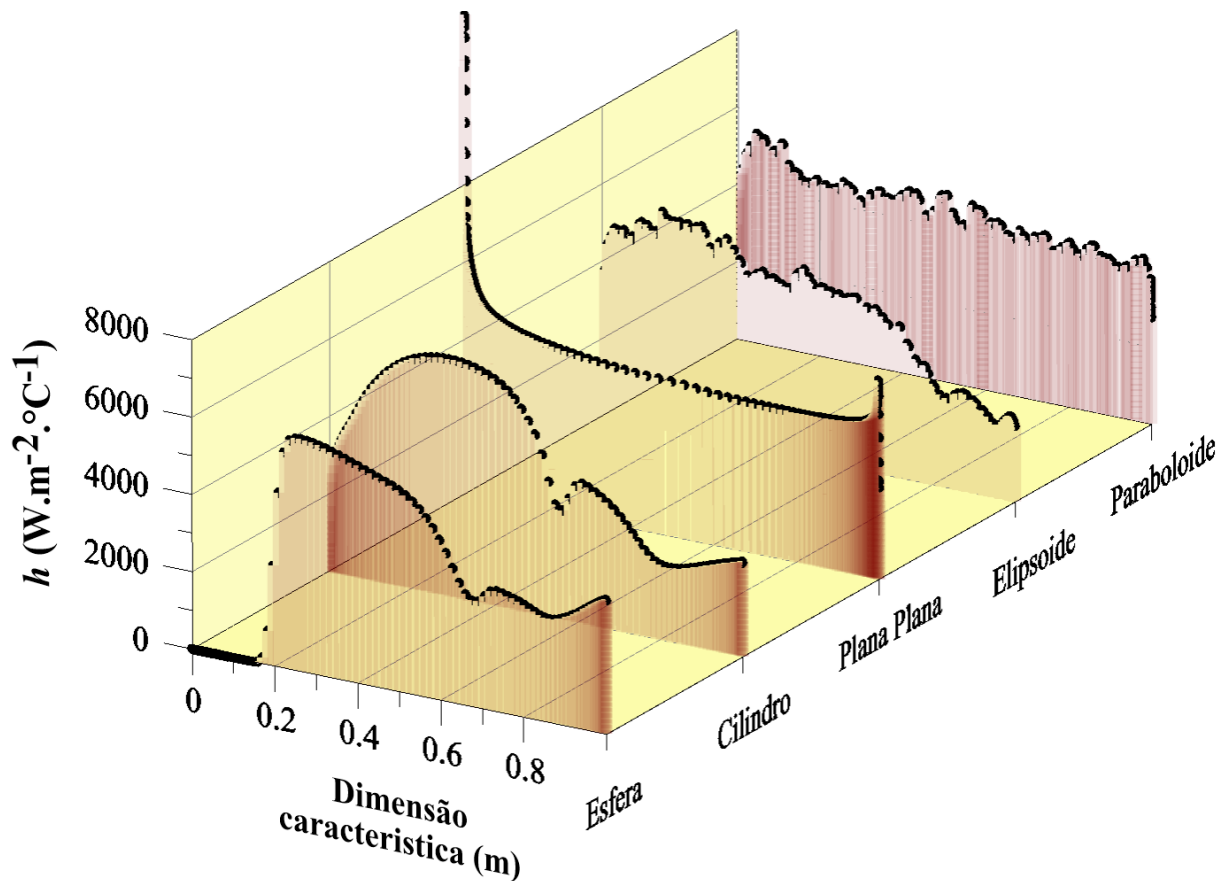


Figura 4.20 - Perfil de distribuição do CCTC ao longo de um filete da superfície da geometria em escoamento paralelo a linha da corda.

Para a esfera, a figura demonstra que a distribuição de valores do CCTC ao longo da superfície foi bastante irregular (comparado com outras geometrias estudadas) e, nos primeiros 17 centímetros do contato sólido-fluido (17% de seu comprimento característico), a esfera apresentou uma região de baixa troca térmica. Presumivelmente, esta região está associada ao ponto de estagnação do escoamento em relação à geometria. A partir de então, um aumento acentuado é observado entre 17 e 25 cm, quando o maior valor do coeficiente de película é atingido ($6000 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$). E deste ponto, com o avanço do escoamento sobre o comprimento da geometria, inicia-se um período de diminuição de h , associado ao aumento da camada limite térmica (Figura 4.19b). Então, uma acentuada diminuição de h , entre os comprimentos 55 e 66 cm, é observada e esta diminuição tem relação com o ponto de separação do escoamento em relação à esfera. Deste ponto em diante, os valores do coeficiente de película foram, apesar de levemente oscilatórios, praticamente constantes até o final do comprimento da esfera.

Para o cilindro, a distribuição do CCTC através do comprimento da superfície mostrou certa irregularidade, sendo que a troca térmica se iniciou baixa (mas não tão baixa como no caso da esfera) e, em forma de uma parábola, atingiu o seu ponto de máximo em 28 cm ($6140 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$) e decaiu até o mínimo de $2830 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ em 57 cm. E deste ponto em diante, os valores do h foram, de forma oscilatória, praticamente constantes até o final do comprimento do cilindro.

A placa plana, por sua vez, apresentou o comportamento mais regular de todas as geometrias estudadas, onde, em 99% de sua extensão (0,5 e 99,5 cm) os valores do CCTC apresentam um decaimento leve e constante, sendo este decaimento causado pelo aumento da espessura da camada limite térmica.

O elipsoide e o parabolóide posicionados paralelamente ao escoamento mostraram um comportamento com certa regularidade. O elipsoide apresentou uma distribuição constante do coeficiente de película até a metade de sua geometria, quando iniciou-se o decaimento. Para o parabolóide, este decaimento não é observado. O comportamento do CCTC em relação ao elipsoide e o parabolóide é melhor entendido ao se observar que o elipsoide apresenta formato abaulado (inflexão na metade de seu comprimento) proporcionando condições adequadas para a ampliação da camada limite térmica (Figura 4.19d), enquanto que o parabolóide não apresenta inflexões em sua geometria mantendo a menor camada limite térmica possível para o caso de escoamento laminar e paralela a esta superfície (Figura 4.19f).

4.6 Eficiência da geometria na troca térmica

Após a realização das simulações e obtenção dos valores dos CCTC para as diversas linhas das Matrizes de Planejamento, realizou-se uma análise sobre a eficiência da troca de calor para cada geometria estudada. Adotou-se, como critério de comparação, o ponto central do PCC em que $X1$ e $X2$ são iguais a zero. A Figura 4.21 apresenta os valores dos coeficientes de películas obtidos por geometria.

A Figura 4.21 mostra que a maior troca térmica ocorreu com a placa plana em escoamento paralelo, devido ao fato de esta configuração permitir uma menor região de camada limite de velocidade e, por conseguinte, térmica. Neste mesmo aspecto, a menor eficiência em troca térmica ocorreu para a própria placa plana, porém, em regime de escoamento perpendicular. Bons resultados de troca térmica também foram obtidos para o elipsoide (em

escoamento paralelo e perpendicular) e para o parabolóide (fluxo paralelo e perpendicular). Comparado à placa plana em escoamento paralelo, os percentuais de redução na transferência de calor por convecção calculados para o elipsoide (fluxo paralelo), elipsoide (fluxo perpendicular), parabolóide (fluxo paralelo), parabolóide (fluxo perpendicular), esfera, cilindro e placa plana (fluxo perpendicular) foram de 0,2%, 0,4%, 0,1%, 3,8%, 9,2%, 13,8% e 55,1% respectivamente. Desta forma, pôde-se afirmar que, em um escoamento sobre uma superfície de geometria qualquer, quanto mais plana for a geometria maior será sua eficiência na troca de calor por convecção com o fluido de contato.

Também em concordância com a afirmação anterior, identificou-se que o resultado obtido para o CCTC após a inversão do escoamento paralelo para perpendicular era sempre inferior aos resultados deste coeficiente para o escoamento paralelo. Então elaborou-se a Tabela 4.10 que relaciona a redução percentual do valor obtido para o coeficiente de película com a esfericidade do objeto de estudo.

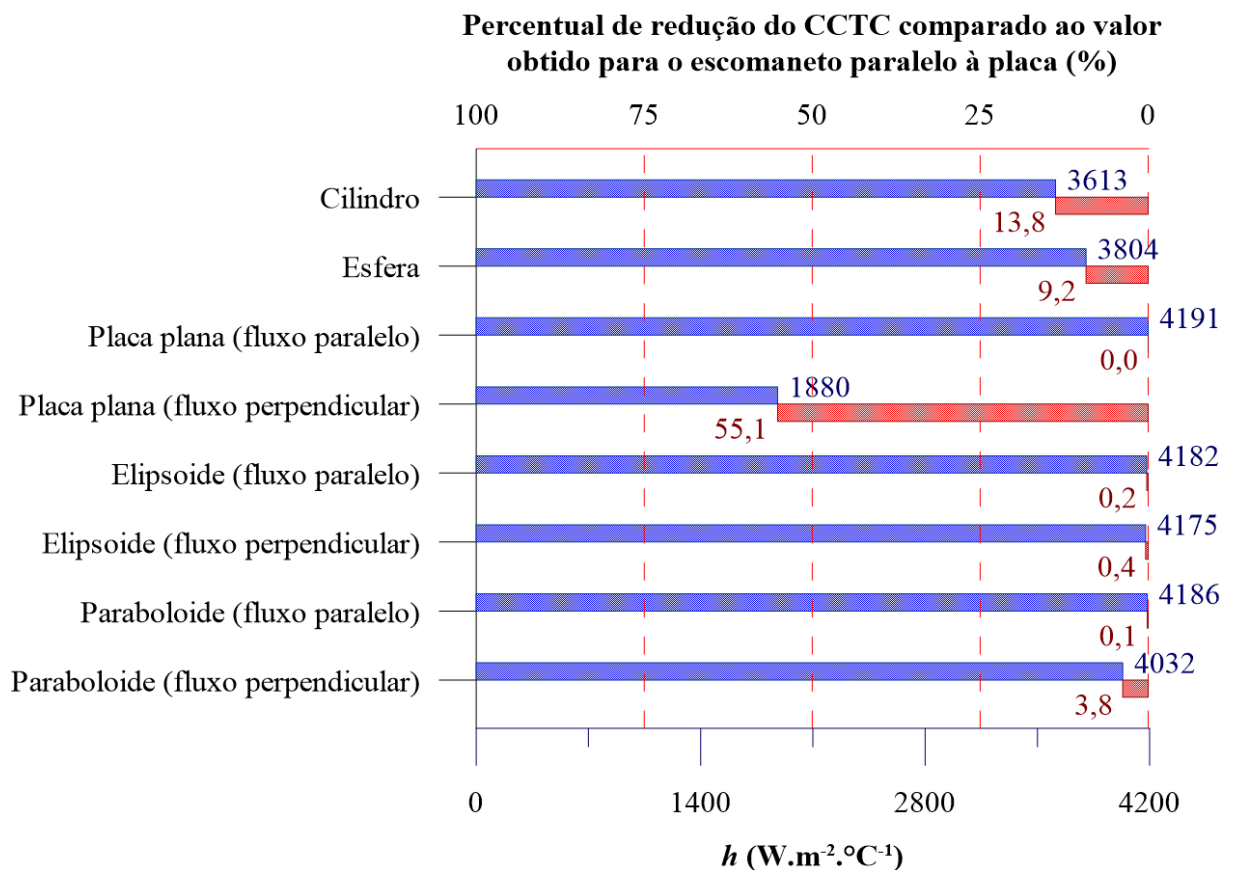


Figura 4.21 - Comparação de valores de CCTC por geometria.

Através da Tabela 4.10, confirmou-se que na inversão de fluxos (paralelo para perpendicular) diferentes valores do CCTC para uma mesma geometria são obtidos e que a redução da esfericidade da geometria amplia esta diferença. Neste sentido, pôde-se afirmar que quanto menor for a esfericidade da geometria maior será o percentual de redução do CCTC devido a mudanças na inclinação do ângulo de ataque em relação ao escoamento paralelo. A Tabela 4.10 apresenta o percentual de redução do CCTC na inversão de fluxos para as geometrias de estudo. Em contraposição, pôde-se afirmar que quanto menor for a esfericidade de uma geometria maiores serão os valores observados para o CCTC em escoamento de fluxo paralelos a esta geometria.

Tabela 4.10 - Percentual de redução do CCTC na inversão do fluxo de corrente

Geometria	h ($W.m^{-2}.^{\circ}C^{-1}$) no fluxo paralelo	h ($W.m^{-2}.^{\circ}C^{-1}$) no fluxo perpendicular	Esfericidade da geometria	Percentual de Redução do CCTC devido a variação do ângulo de ataque de 0 para 90°
Esfera	3804	3804	1,00	0,0%
Elipse	4182	4175	0,93	0,2%
Paraboloide	4186	4032	0,85	3,7%
Placa plana	4191	1880	0,02	55,1%

Os resultados apresentados neste capítulo, serviram de base para a retiradas das conclusões deste trabalho que são, pertinentemente, apresentados no capítulo posterior.

CAPÍTULO 5

CONCLUSÕES

De acordo com os resultados numéricos obtidos, foi possível constatar que as técnicas de CFD são uma interessante ferramenta para se estimar os coeficientes convectivos de transferência de calor de escoamentos sobre superfícies planas e curvas. A partir das simulações fluidodinâmicas, os valores do coeficiente de película foram calculados e comparados com as Correlações Empíricas de Whitaker (1972) e de Ahmed-Yovanovich (1997), cujo confronto mostrou um desvio relativo médio de 2,33% e 5,23% entre as correlações destes autores e as obtidas por CFD.

Em concordância com os aspectos físicos de um escoamento, pôde-se observar pelas simulações que o Coeficiente Convectivo de Transferência de Calor é diretamente proporcional aos números de Reynolds e Prandtl, porém, o aumento de Reynolds é mais impactante no valor deste coeficiente que o proporcional aumento de Prandtl. Já em relação ao ângulo de ataque, pôde-se verificar que a obstrução do escoamento, causada por maiores inclinações do ângulo de ataque, reduz os valores obtidos para o Coeficiente Convectivo de Transferência de Calor e essa redução é mais acentuada para altos valores de Reynolds. Desta forma, afirma-se que quanto menor for a oposição ao escoamento, maior será a troca de energia e maiores serão os valores obtidos para o coeficiente de película.

Após uma análise comparativa da eficiência de transferência de energia para as geometrias de estudo, verificou-se que a placa plana em escoamento paralelo é a geometria que apresentou a melhor performance de eficiência neste quesito, porém, o mesmo comportamento não foi observado para esta geometria quando em escoamento perpendicular, sendo os valores obtidos para o escoamento perpendicular inferiores em 55,1% que os valores encontrados para o escoamento paralelo. Concernente à eficiência de performance na transferência de calor, verificou-se que as geometrias com menores esfericidades apresentam maior eficiência de transferência de calor por convecção, porém na necessidade de se inverter o fluxo de corrente do escoamento, estas geometrias são também mais sensíveis à perda de sua eficiência.

A partir da metodologia numérica proposta neste trabalho, foi possível propor correlações matemáticas, dentro de uma faixa de operação pré-definida, para a previsão dos

coeficientes de película médios a partir do conhecimento do Número de Reynolds e do Número de Prandtl e, também, para a inclinação do ângulo de ataque para o caso da placa plana.

Finalmente, conclui-se que é possível e viável a determinação, pelo uso da técnica de CFD, dos valores do CCTC para as geometrias de estudo via metodologia baseada na resolução das Equações de Transporte.

CAPÍTULO 6

SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS

Recomenda-se a utilização dos critérios do presente trabalho na realização de simulações para outras geometrias de importância como o cone, tronco-de-cone, aerofólio, *streamline* e entre outros.

Indica-se a realização de investigação profunda sobre a dependência da esfericidade em relação ao transporte de calor, através do Coeficiente Convectivo de Transferência de Calor, visto que o presente estudo demonstrou a existência de uma relação entre eles.

Aconselha-se estudo sobre a utilização de tubos oblongos em detrimento de tubos cilíndricos na elaboração e construção de trocadores de calor e radiadores para resfriamento veicular.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ADEWUMI, O. O.; BELLO-OCHEDE, T.; MEYER, J. P. **Numerical Investigation Into the Thermal Performance of Single Microchannels with Varying Axial Length and Different Shapes of Micro Pin-Fin Inserts.** J. Heat Transfer Engineering, Vol. 38, pp 1157-1170, 2017. <https://doi.org/10.1080/01457632.2016.1239927>.
- BAÏRI, A.; ALILAT, N.; BAÏRI, I.; HOCINE, A.; HAMOUDA, A. **Numerical and Experimental Study of Free Convection on Wire-Bonded QFN64b Electronic Package.** J. Numerical Methods for Heat and Fluid Flow, Vol. 27, 2017. <https://doi.org/10.1108/HFF-07-2016-0262>.
- AHMED, G. R.; YOVANOVICH, M. M. **Experimental study of forced convection from isothermal circular and square cylinders and toroids.** Journal of Heat Transfer, vol. 119, pp. 70-79, 1997. <https://doi.org/10.1115/1.2824102>.
- ANDERSON, J. D. **Computational Fluid Dynamics: The Basics with Applications.** New York: McGraw-Hill Inc., 1995.
- BIRD, R. B.; STEWART, W. E.; LIGHTFOOT, E. N. **Fenômenos de Transporte.** 2ª Ed. 838p. Wiley, New York, 2004
- BUDAK, N.; YUCEL, H. L.; ARGUNHAN, Z. **Experimental and Numerical Investigation of the Effect of Turbulator on Heat Transfer in a Concentric-type Heat Exchanger.** J. Experimental Heat Transfer, Vol. 29, pp 322-336, 2016. <https://doi.org/10.1080/08916152.2014.976723>.
- BURMEISTER, L. C. **Convective Heat Transfer,** 1st Ed. 650p. Wiley-Interscience, New York, 1983.
- CHURCHILL, S. W.; BERNASTEN, M. **A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in cross flow.** J. Heat Trans. ASME Ser. C, 99:300-306, 1977. <https://doi.org/10.1115/1.3450685>.
- CHURCHILL, S. W.; CHU, H. H. S. **Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate.** J. Heat Mass Transfer, 18:1323-1329, 1975A. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(75\)90243-4](https://doi.org/10.1016/0017-9310(75)90243-4).
- CHURCHILL, S. W.; CHU, H. H. S. **Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder.** J. Heat Mass Transfer, 18:1049-1053, 1975B. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(75\)90222-7](https://doi.org/10.1016/0017-9310(75)90222-7).
- CHURCHILL, S. W. **Free convection around immersed bodies.** In Hewitt, G.F., Exec. Ed, Heat Exchange design handbook, Section 2.5.7, Begell House, New York, 2002.

- CHURCHILL, S. W.; OZOE, H. **Correlations for Laminar Forced Convection with Uniform Heating in Flow over a Plate and in Developing and Fully Developed Flow in a Tube.** J. Heat Transfer, 95, pp 78-84, 1973. <https://doi.org/10.1115/1.3450009>.
- CZARNOTA, T.; WAGNER, C. **Direct Numerical Simulations of Turbulent Convection and Thermal Radiation in a Rayleigh-Bénard Cell with Solid Plates.** In: Turbulence and Interactions. Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Design, Vol. 125. Springer, Berlin, Heidelberg, pp 39-46 2014. https://doi.org/10.1007/978-3-662-43489-5_5.
- DEROME, D.; NEALE, A.; BLOCKEN, B.; CARMELIET, J. **Determination of Surface Convective Heat Transfer Coefficients By CFD.** In: 11th Canadian Conference on Building Science and Technology, Banff, Alberta, 2007.
- FERZIGER, J. H.; PERIĆ, M. **Computational Methods for Fluid Dynamics.** 3^a ed. New York: Springer, 2002. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-56026-2>.
- FLUENT. **Theory guide, ANSYS-FLUENT 18.0.** Canonsburg: ANSYS Inc., 2017.
- FU, S.; LAUNDER, B. E.; LESCHZINER, M. A. **Modeling Strongly Swirling Recirculating Jet Flow with Reynolds-Stress Transport Closures.** In: Sixth Symposium on Turbulent Shear Flows, Toulouse, France, 1987.
- GARSIDE, J.; AL-DIBOUNI, M. R. **Velocity-Voidage Relationships for Fluidization and Sedimentation in Solid-Liquid Systems.** I&EC Process Des. Dev., 16:206-214, 1977. <https://doi.org/10.1021/i260062a008>.
- GIBSON, M. M.; LAUNDER, B. E. **Ground Effects on Pressure Fluctuations in the Atmospheric Boundary Layer.** J. Fluid Mech., 86:491-511, 1978. <https://doi.org/10.1017/S0022112078001251>.
- GLATZEL, T.; LITTERST, C.; CUPELLI, C.; LINDEMANN, T.; MOOSMANN, C.; NIEKRAWIETZ, R.; STREULE, W.; ZENGERLE, R.; KOLTAY, P. **Computational fluid dynamics (CFD) software tools for microfluidic applications - A case study.** Computers & Fluids, Vol. 37, pp 218-235, 2008. <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2007.07.014>.
- Glycerine Producers' Association, Physical Properties of Glycerine and Its Solutions. New York: Glycerine Producers' Association, 1963.
- IBRAHIM, H. G. **Experimental and CFD Analysis of Turbulent Flow Heat Transfer in Tubular Exchanger.** International Journal of Engineering and Applied Sciences, Vol. 5, N° 7, pp 17-24, Dec, 2014.
- INCROPERA, F. P. **Fundamentos transferência de calor e de massa.** 6^a ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

- JEONG, W.; SEONG, J. **Comparison of effects on technical variances of computational fluid dynamics (CFD) software based on finite element and finite volume methods.** International Journal of Mechanical Sciences, Volume 78, pp 19-26, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2013.10.017>.
- LAUNDER, B. E. **Second-Moment Closure and Its Use in Modeling Turbulent Industrial Flows.** International Journal for Numerical Methods in Fluids, 9:963-985, 1989. <https://doi.org/10.1002/flid.1650090806>.
- LESIEUR, M. **Turbulence in Fluids.** 4 ed. Springer: Dordrecht, The Netherlands, 2008. <https://doi.org/10.1007/978-1-4020-6435-7>.
- LIENHAD IV, J. H.; LIENHAD V, J. H. **A heat transfer textbook.** 3 ed. Cambridge, MA: Phlogistion Press, 2008.
- MALISKA, C. R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional.** 2ª ed. Rio de Janeiro: LTC, 2004.
- MASOUDIAN, M.; KIM, K.; PINHO, F. T.; SURESHKUMAR, R. **A Reynolds stress model for turbulent flow of homogeneous polymer solutions.** International Journal of Heat and Fluid Flow, Volume 54, Pages 220-235, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2015.05.017>.
- MCADAMS, W. H. **Heat Transmission.** 3 ed. New York: Macgraw-Hill, 1954.
- PATANKAR, S. V. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow.** New York: Hemisphere Pub. Co., 1980.
- PETUKHOV, B. S. **Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable properties.** In T.F. Irvine, Jr And J.P. Hartnett, editors, Advances in Heat Transfer, Vol. 6, pp 504-506, Academic Press, Inc, New York, 1970. [https://doi.org/10.1016/S0065-2717\(08\)70153-9](https://doi.org/10.1016/S0065-2717(08)70153-9).
- PLETCHER, R.; ANDERSON, D.; TANNEHILL, J. **Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer.** Philadelphia: Taylor & Francis. 1997.
- RASHAD, A. M.; CHAMKHA, A. J.; MODATHER, M. **Mixed Convection Boundary-Layer Flow Past a Horizontal Circular Cylinder Embedded in a Porous Medium Filled With a Nanofluid Under Convective Boundary Condition.** Computers & Fluids, Vol. 86, pp 380-388, 2013. <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2013.07.030>.
- RICH, B. R. **An investigatin of heat transfer from an inclined flat plate in free convection.** Trans ASME, 75:489, 1953. <https://doi.org/10.1115/1.4015329>.
- SCHLICHTING, H.; GERSTEN, K. **Boundary-Layer Theory.** Springer, Nova York. 2000. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-85829-1>.

- VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method**. New York: John Wiley & Sons Inc., 1995.
- WHITE, F. M. **Mecânica dos Fluidos**. 6^a ed. Porto Alegre: AMGH, 2011.
- WHITAKER, S. **Forced convection heat transfer correlation for flow in pipes, past flat plates, single cylinders, single spheres and flow in packed beds and tube bundles**. J. AICHE, 18, 361-371, 1972. <https://doi.org/10.1002/aic.690180219>.
- YAÏCI, W.; GHORAB, M.; ENTCHEV, E. **3D CFD Analysis of the Effect of Inlet Air Flow Maldistribution On the Fluid Flow and Heat Transfer Performances of Plate-Fin-and-Tube Laminar Heat Exchangers**. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 74, pp. 490-500, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.03.034>.
- ZHOU, B.; YANG, M.; LI, Z.; WANG, Z.; ZHANG, Y. **Numerical simulations of forced convection across a single tube to evaluate applicability of the DNS, LES and RSM methods**. Applied Thermal Engineering, Volume 123, pp 123-130, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.05.055>.
- ZUKAUSKAS, A.; SLANCIAUSKAS, A. **Heat transfer in turbulent fluid flows**. Hemisphere Publishing Corp., Washington, 1987.

APÊNDICE

VALORES DAS PROPRIEDADES FÍSICAS DA GLICERINA, ÁGUA E SUAS SOLUÇÕES

Tabela Apêndice A1 - Condutividade térmica (k) da glicerina e suas soluções. Fonte:

Glycerine Producers' Association (1963).

Água	Glicerina	10°C	20°C	30°C	40°C	50°C	60°C	70°C	80°C
% mássica		$W.m^{-1}. °C^{-1}$							
100	0	0,5763	0,5916	0,6070	0,6224	0,6377	0,6531	0,6684	0,6838
95	5	0,5585	0,5728	0,5871	0,6014	0,6157	0,6301	0,6444	0,6587
90	10	0,5449	0,5581	0,5714	0,5847	0,5979	0,6112	0,6245	0,6378
85	15	0,5232	0,5358	0,5483	0,5609	0,5735	0,5860	0,5986	0,6111
80	20	0,5058	0,5177	0,5296	0,5415	0,5534	0,5653	0,5771	0,5890
75	25	0,4882	0,4992	0,5102	0,5212	0,5322	0,5432	0,5542	0,5653
70	30	0,4702	0,4800	0,4898	0,4996	0,5094	0,5192	0,5290	0,5388
65	35	0,4570	0,4661	0,4751	0,4842	0,4933	0,5024	0,5115	0,5206
60	40	0,4388	0,4465	0,4541	0,4618	0,4694	0,4771	0,4848	0,4924
55	45	0,4252	0,4319	0,4386	0,4452	0,4519	0,4585	0,4652	0,4718
50	50	0,4074	0,4130	0,4185	0,4241	0,4297	0,4352	0,4408	0,4464
45	55	0,3941	0,3990	0,4039	0,4087	0,4136	0,4184	0,4233	0,4281
40	60	0,3763	0,3801	0,3838	0,3876	0,3914	0,3951	0,3989	0,4027
35	65	0,3628	0,3656	0,3684	0,3712	0,3740	0,3768	0,3796	0,3824
30	70	0,3495	0,3516	0,3537	0,3558	0,3579	0,3600	0,3621	0,3642
25	75	0,3361	0,3374	0,3386	0,3399	0,3411	0,3424	0,3437	0,3449
20	80	0,3236	0,3248	0,3261	0,3273	0,3286	0,3298	0,3311	0,3324
15	85	0,3101	0,3104	0,3108	0,3111	0,3114	0,3118	0,3121	0,3124
10	90	0,3014	0,3014	0,3014	0,3014	0,3014	0,3014	0,3014	0,3014
5	95	0,2930	0,2930	0,2930	0,2930	0,2930	0,2930	0,2930	0,2930
0	100	0,2846	0,2846	0,2846	0,2846	0,2846	0,2846	0,2846	0,2846

Tabela Apêndice A2 - Viscosidade (μ) da glicerina e suas soluções. Fonte: *Glycerine Producers' Association* (1963).

Glicerina	10 °C	20 °C	30 °C	40 °C	50 °C	60 °C	70 °C
% mássica	Kg.m ⁻¹ s ⁻¹						
0	0,001308	0,001005	0,000801	0,000656	0,000549	0,000469	0,000406
10	0,00174	0,00131	0,00103	0,00082	0,00068	0,000575	0,0005
20	0,00241	0,00176	0,00135	0,00107	0,000879	0,000731	0,000635
30	0,00349	0,0025	0,00187	0,00146	0,00116	0,000956	0,000816
40	0,00537	0,00372	0,00272	0,00207	0,00162	0,0013	0,00109
50	0,00901	0,006	0,00421	0,0031	0,00237	0,00186	0,00153
60	0,0174	0,0108	0,00719	0,00508	0,00376	0,00285	0,00229
65	0,0253	0,0152	0,00985	0,0068	0,00489	0,00366	0,00291
67	0,0299	0,0177	0,0113	0,00773	0,0055	0,00409	0,00323
70	0,0388	0,0225	0,0141	0,0094	0,00661	0,00486	0,00378
75	0,0652	0,0355	0,0212	0,0136	0,00925	0,00661	0,00501
80	0,116	0,0601	0,0339	0,0208	0,0136	0,00942	0,00694
85	0,223	0,109	0,058	0,0335	0,0212	0,0142	0,01
90	0,498	0,219	0,109	0,06	0,0355	0,0225	0,0155
91	0,592	0,259	0,127	0,0681	0,0398	0,0251	0,0171
92	0,729	0,31	0,147	0,0783	0,0448	0,028	0,019
93	0,86	0,367	0,172	0,089	0,0515	0,0316	0,0212
94	1,04	0,437	0,202	0,105	0,0584	0,0354	0,0236
95	1,27	0,523	0,237	0,121	0,067	0,0399	0,0264
96	1,58	0,624	0,281	0,142	0,0778	0,0454	0,0297
97	1,95	0,765	0,34	0,166	0,0889	0,0519	0,0336
98	2,46	0,939	0,409	0,196	0,104	0,0598	0,0385
99	3,09	1,15	0,5	0,235	0,122	0,0691	0,0436
100	3,9	1,41	0,612	0,284	0,142	0,0813	0,0506

Tabela Apêndice A3 - Calor específico (C_p) da glicerina e suas soluções. Fonte: *Glycerine Producers' Association* (1963).

Glicerina	Acima de 2°C
% mássica	J.kg⁻¹. °C⁻¹
0	4182,0
25	3684,6
30	3642,7
35	3600,8
40	3517,1
45	3433,3
50	3349,6
55	3224,0
60	3098,4
65	2972,8
100	2428,5