

**Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto**



**Definição de Modelo de Simulação do Circuito  
de Ventilação Externa de Motores Elétricos  
Antideflagrantes e Mapa de Ventiladores**

Fabio Dias Cruz

Dissertação realizada no âmbito do  
Mestrado em Mecânica Computacional  
Major Fluidos

Orientador: Professor Doutor Alexandre Miguel Prior Afonso

21/09/2020



"The mountains flowed before the Lord"

*The Bible, Book of Judges 5:5*

*Highlighted by Markus Reiner*

## RESUMO

CRUZ, F.D. *Definição de Modelo de Simulação do Circuito de Ventilação Externa de Motores Elétricos Antideflagrantes e Mapa de Ventiladores*. 2020. Tese (Mestrado em Mecânica Computacional) – Faculdade de Engenharia, Universidade do Porto, Porto, 2020.

A previsão do comportamento térmico dos motores elétricos é extremamente importante para garantir a melhoria do projeto e ajudar a definir os limites de novas gamas.

Os parâmetros de rendimento de motores estão relacionados a características elétricas e mecânicas. No início da estruturação de um caminho que leve ambas disciplinas a uma visão conjunta busca-se formar uma nova concepção. As propriedades físicas inerentes a cada equipamento e critérios construtivos determinam suas perdas envolvidas, porém, almeja-se identificar regiões da carcaça com maior tendência de aquecimento, de forma independente das suas especificidades internas.

Atualmente existe um potencial de otimização dentro de uma margem de incerteza quanto a temperatura dissipada de alguns motores. A correta previsão dos fatores relacionados a essa evidência passa pela definição dos modelos e parâmetros de simulações do escoamento do ar apropriados. A aquisição dos dados provenientes dos resultados obtidos por procedimentos experimentais, possibilita validá-los sempre que possível for confrontá-los. Por conseguinte, se torna facultado o uso de tais fontes de informações na construção de ferramentas, que contribuam para o desenvolvimento do produto, projetos e dinâmica do fluxo de trabalho. Partindo de tais premissas, foi desenvolvido um mapa de ventiladores para estimar, qualitativamente, através deste estudo, a variação térmica, com combinações diversas de características de motores, disponíveis para a gama W22Xdb, pré-definida. Por fim a perspectiva sobre particularidades advindas do conhecimento gerado se somaram substancialmente ao conjunto de oportunidades que conduzirão a maior eficiência desses motores.

Palavras chave: Velocidade. Tensão de Corte. Fluxo. Motor Elétrico. Fluido. Eficiência.

## ABSTRACT

CRUZ, F.D. *Definition of Simulation Model for the External Ventilation Circuit of Flameproof Electric Motors and Chart of Fans*. 2020. Thesis (Master in Computacional Mechanics) – Faculty of Engineering, University of Porto, Porto, 2020.

The prediction of the thermal behavior of electric motors is extremely important to guarantee the improvement of the project and help to define the limits of new ranges.

The motors performance parameters are related to electrical and mechanical characteristics. At the beginning of structuring a path that leads both disciplines to a joint vision, an attempt is made to form a new conception. The physical properties inherent to each equipment and construction criteria determine the losses involved, however, the aim is to identify regions of the carcass with a greater tendency to heat, independently of their internal specificities.

Currently, there is a potential for optimization within a margin of uncertainty regarding the dissipated temperature of some motors. The correct prediction of the factors related to this evidence depends on the definition of the appropriate simulation of the air flow models and parameters. The data collect from the results obtained by experimental procedures, makes it possible to validate them whenever this confront is possible. Consequently, the use of such sources of information in the construction of tools that contribute to the development of the product, projects and dynamics of the work flow is facilitated. Based on these premises, a fan map was developed to qualitatively estimate, through this study, the thermal variation, with different combinations of motors characteristics, available for the pre-defined W22Xdb range. Finally, the perspective of specificities arising from the knowledge generated was added substantially to the set of opportunities that will lead to greater efficiency of these motors.

Keywords: Speed. Shear stress. Flow. Electric Motor. Fluid. Efficiency.

## AGRADECIMENTOS

Ao Professor Alexandre Afonso por me incentivar e acreditar junto comigo nesse projeto, mesmo quando o tema ainda era apenas uma intenção. E ainda, por toda didática, clareza e empatia que somente os grandes professores da vida possuem, essas dedicadas não só durante a orientação desse trabalho, mas ainda antes mesmo do início de suas aulas.

Ao meu orientador na WEG, Pedro Maia, por toda confiança, apoio, paciência e atenção, juntamente com sua perspicácia indispensável, do início ao fim desse projeto. Do qual estendo aos meus demais superiores, Daniel Pimenta, Ricardo Rodrigues e António Duarte minha gratidão pelas oportunidades que tenho recebido, todo suporte, compreensão e generosidade. Da mesma forma, ao Luis Araújo, também, por todo cuidado demonstrado para comigo em vários dias nas horas de trabalho a fio.

Agradeço ao Professor Maurício Luz da Universidade Federal de Santa Catarina pelas orientações iniciais, as quais concretizaram ideias em propostas.

A todos os colegas do RH pelo zelo no tratamento desse processo.

Aos colegas da equipe da Seção de Pesquisa, Desenvolvimento e Certificação da WEG Portugal, ao colega Fernando Dauner da WEG Brasil, ao Armando Souza da ESSS e aos colegas de classe pelas trocas de ideias durante o curso.

Agradeço à Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto e aos entes do ambiente acadêmico que contribuíram para formação que recebi.

Agradeço aos meus pais e meus dois irmãos mais velhos pelo apoio durante esse período.

Agradeço sobretudo a Deus por todas as coisas e a todos aqueles que de alguma forma e em algum momento, ao longo do meu caminho, contribuíram para essa realização.

## SUMÁRIO

|              |                                                                                                    |            |
|--------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| <b>1</b>     | <b>INTRODUÇÃO .....</b>                                                                            | <b>19</b>  |
| <b>1.1</b>   | <b>Panorama Geral de Motores Elétricos .....</b>                                                   | <b>19</b>  |
| <b>1.2</b>   | <b>Motivação .....</b>                                                                             | <b>22</b>  |
| <b>1.3</b>   | <b>Objetivo .....</b>                                                                              | <b>22</b>  |
| <b>1.4</b>   | <b>Estrutura da Dissertação .....</b>                                                              | <b>23</b>  |
| <b>2</b>     | <b>FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....</b>                                                                   | <b>24</b>  |
| <b>2.1</b>   | <b>Aspectos Relevantes do Tipo de Motor Estudado.....</b>                                          | <b>24</b>  |
| <b>2.1</b>   | <b>Gama de Motores WEG W22Xdb .....</b>                                                            | <b>25</b>  |
| <b>2.2</b>   | <b>Estrutura Básica dos Motores da Gama WEG W22Xdb .....</b>                                       | <b>27</b>  |
| <b>2.3.1</b> | <b>Sistemas de Ventilação .....</b>                                                                | <b>27</b>  |
| <b>2.3</b>   | <b>Fluido Dinâmica Computacional (<i>Computational Fluid Dynamics - CFD</i>)<br/>40</b>            |            |
| <b>2.4</b>   | <b>Métodos dos Volumes Finitos (<i>Finit Volume Method - FVM</i>).....</b>                         | <b>42</b>  |
| <b>2.6</b>   | <b>Análise da Velocidade de Escoamento Externo no Motor Elétrico.....</b>                          | <b>58</b>  |
| <b>2.7</b>   | <b>Análise Térmica no Motor Elétrico.....</b>                                                      | <b>62</b>  |
| <b>2.8</b>   | <b>Análise do Ruído em Motores .....</b>                                                           | <b>64</b>  |
| <b>3</b>     | <b>METODOLOGIA.....</b>                                                                            | <b>66</b>  |
| <b>3.1</b>   | <b>Modelo de Simulação do Circuito de Ventilação Externa .....</b>                                 | <b>67</b>  |
| <b>3.1.1</b> | <b>Modelo de Turbulência .....</b>                                                                 | <b>68</b>  |
| <b>3.1.2</b> | <b>Escoamento Próximo à Parede .....</b>                                                           | <b>81</b>  |
| <b>3.1.3</b> | <b>Conversão de Energia Mecânica em Energia Térmica.....</b>                                       | <b>88</b>  |
| <b>3.1.4</b> | <b>Critérios de Convergência .....</b>                                                             | <b>92</b>  |
| <b>3.2</b>   | <b>Geometria e Simplificações.....</b>                                                             | <b>94</b>  |
| <b>3.3</b>   | <b>Malha .....</b>                                                                                 | <b>101</b> |
| <b>3.3.1</b> | <b>Recomendações Gerais para Geração da Malha.....</b>                                             | <b>101</b> |
| <b>3.3.2</b> | <b>Recomendações da Malha em Relação À Camada limite.....</b>                                      | <b>107</b> |
| <b>3.3.3</b> | <b>Recomendações da Malha em Relação À Interface.....</b>                                          | <b>108</b> |
| <b>3.3.4</b> | <b>Dados das Malhas Geradas .....</b>                                                              | <b>109</b> |
| <b>3.4</b>   | <b>Parâmetros do Código Computacional e Terminologia Inerentes ao<br/>Modelo de Simulação.....</b> | <b>116</b> |

|         |                                                                                                                            |     |
|---------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 3.4.1   | Especificações das Configurações das Simulações.....                                                                       | 116 |
| 3.4.1.1 | Parâmetros Gerais para Análise da Velocidade de Escoamento .....                                                           | 117 |
| 3.4.1.2 | Parâmetros Gerais para Análise Térmica.....                                                                                | 117 |
| 3.4.1.3 | Materiais Aplicados.....                                                                                                   | 118 |
| 3.4.1.4 | Aplicação das Condições de Fronteira .....                                                                                 | 119 |
| 3.4.1.5 | Interface entre Os Domínios.....                                                                                           | 120 |
| 3.4.1.6 | Aplicação do Modelo de Turbulência.....                                                                                    | 122 |
| 3.4.1.7 | Variáveis de Monitoramento .....                                                                                           | 123 |
| 3.4.1.8 | Parâmetros de Controle da Solução do Software.....                                                                         | 124 |
| 3.4.1.9 | Parâmetros de Pré-Processamento Relacionados ao <i>Hardware</i> .....                                                      | 128 |
| 4.      | RESULTADOS E DISCUSSÃO .....                                                                                               | 130 |
| 4.1     | Resultados da Simulação Numérica do Comportamento do Escoamento do Fluido .....                                            | 130 |
| 4.2     | Resultados da Simulação Numérica do Comportamento Térmico da Carcaça dos Motores .....                                     | 163 |
| 4.3     | ENSAIOS EXPERIMENTAIS E RESULTADOS .....                                                                                   | 165 |
| 4.3.1   | Ensaio do Comportamento da Velocidade de Escoamento.....                                                                   | 166 |
| 4.3.2   | Ensaio do Comportamento Térmico dos Motores Elétricos .....                                                                | 167 |
| 5       | Tratamento dos Dados Obtidos e Otimização para Projetos e Desenvolvimento.....                                             | 169 |
| 5.1     | Etapa em Excel .....                                                                                                       | 170 |
| 5.2     | Mapa de Ventiladores.....                                                                                                  | 170 |
| 5.3     | Correspondência dos Sistemas de Ventilação para As Características Construtivas da Gama de Motores da Gama WEG W22Xdb..... | 171 |
| 6       | CONSIDERAÇÕES FINAIS E CONCLUSÕES .....                                                                                    | 171 |
| 6.1     | Conclusões .....                                                                                                           | 171 |
| 6.2     | Sugestões para Trabalhos Futuros.....                                                                                      | 174 |
| 6.2.1   | Modificações Mecânicas.....                                                                                                | 174 |
| 6.2.2   | Acoplamento Magnético .....                                                                                                | 175 |
| 6.2.3   | Mapa de Seleção.....                                                                                                       | 175 |
|         | REFERÊNCIAS .....                                                                                                          | 176 |
|         | ANEXO A - Comparação entre Valores Experimentais e Valores de Simulação .....                                              | 180 |
|         | ANEXO B - <i>CFX Command Language for Run</i> (Simulação da Velocidade de Escoamento).....                                 | 187 |
|         | ANEXO C - Guia do Usuário para o Mapa de Seleção.....                                                                      | 201 |



## Lista de Figuras

- Figura 1 – Motor W22Xdb
- Figura 2 – Juntas antideflagrantes
- Figura 3 – Partes do motor usadas no modelo de simulação
- Figura 4 – Trecho de seção reta do motor
- Figura 5 – Distribuição de perdas do motor
- Figura 6 – Motor totalmente fechado com ventilação externa
- Figura 7 – Ventilação mista com trocador de calor ar-ar
- Figura 8 – Motor aberto (autoventilado)
- Figura 9 – Motor com trocador de calor ar-água
- Figura 10 – Motor refrigerado por manto d'água
- Figura 11 – Motor autoventilado por dutos
- Figura 12 – Motor com ventilação independente
- Figura 13 – Motor aberto com ventilação independente
- Figura 14 – Motor aberto com ventilação independente
- Figura 15 – Motor aberto com ventilação independente
- Figura 16 – Motor totalmente fechado com trocador de calor ar-ar
- Figura 17 – Motor com trocador de calor ar-água
- Figura 18 – Motor autoventilado por dutos
- Figura 19 – Motor com ventilação independente e trocador ar- ar
- Figura 20 – Motor aberto com ventilação independente
- Figura 21 – Motor aberto com ventilação com trocador ar-água
- Figura 22 – Motor com ventilação independente por dutos
- Figura 23 – Elemento do método dos volumes finitos
- Figura 24 – Transferência de calor entre fluido e carcaça do motor
- Figura 25 – Concepção do perfil de temperatura
- Figura 26 – Concepção do perfil de velocidade
- Figura 27 – Velocidade Próximo a Parede para uma Malha Fina
- Figura 28 – Modelo Não Linear a esquerda e modelo linear a direita
- Figura 29 – Camada Limite
- Figura 30 – Montagem da geometria usada para o modelo: (a) corte da montagem completa e (b) montagem com as parte utilizadas
- Figura 31 – Montagem do motor com partes internas
- Figura 32 – Seção reta da montagem do motor à esquerda e com partes internas e montagem do motor após a remoção das partes internas à direita
- Figura 33 – Parte da geometria com anel de vedação
- Figura 34 – Furos da tampa dianteira à esquerda e remoção de partes na região de um dos mancais à direita
- Figura 35 – Furos da tampa dianteira e montagem com a carcaça
- Figura 36 – Tela da tampa defletora

- Figura 37 – Pés do motor
- Figura 38 – Região das caixas de ligação
- Figura 39 – Dimensões do domínio fluido ao redor do motor
- Figura 40 – Exemplos de origens de problemas comuns na malha
- Figura 41 – Malha em regiões com gaps
- Figura 42 – Pontos críticos em regiões de montagem entre as tampas e a carcaça
- Figura 43 – Detalhe de pontos críticos na malha em regiões de montagem na carcaça
- Figura 44 – Detalhe de pontos críticos ao redor da tampa dianteira à esquerda e embaixo da carcaça à direita
- Figura 45 – Adições de camadas de Inflation
- Figura 46 – Maus elementos nos pés do motor
- Figura 47 – Processo de redução de maus elementos espalhados na geometria
- Figura 48 – Eliminação de maus elementos da geometria
- Figura 49 – Resultado de  $Y^+$  para um dos casos
- Figura 50 – Malha do domínio sólido para a carcaça curta
- Figura 51 – Malha do domínio sólido para a carcaça curta
- Figura 52 – Malha do domínio fluido para a carcaça curta
- Figura 53 – Malha do domínio fluido para a carcaça curta
- Figura 54 – Malha do domínio fluido do ventilador 1
- Figura 55 – Malha do domínio fluido do ventilador 2
- Figura 56 – Malha do domínio fluido do ventilador 3
- Figura 57 – Malha do domínio fluido do ventilador 4
- Figura 58 – Condições de fronteira
- Figura 59 – Interfaces entre os domínios
- Figura 60 – Diagrama do funcionamento do modelo de turbulência
- Figura 61 – Monitoramento da etapa de processamento da simulação
- Figura 62 – Tensão de Corte (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 2 Pólos e Carcaça Curta
- Figura 63 – Tensão de Corte (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 4 Pólos e Carcaça Curta
- Figura 64 – Tensão de Corte (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 6 Pólos e Carcaça Curta
- Figura 65 – Tensão de Corte (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 8 Pólos e Carcaça Curta
- Figura 66 – Tensão de Corte (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 2 Pólos e Carcaça Longa
- Figura 67 – Tensão de Corte (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 4 Pólos e Carcaça Longa
- Figura 68 – Tensão de Corte (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 6 Pólos e Carcaça Longa

Figura 69 – Tensão de Corte (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 8 Pólos e Carcaça Longa

Figura 70 – Velocidade (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 2 Pólos e Carcaça Curta

Figura 71 – Velocidade (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 4 Pólos e Carcaça Curta

Figura 72 – Velocidade (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 6 Pólos e Carcaça Curta

Figura 73 – Velocidade (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 8 Pólos e Carcaça Curta

Figura 74 – Velocidade (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 2 Pólos e Carcaça Longa

Figura 75 – Velocidade (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 4 Pólos e Carcaça Longa

Figura 76 – Velocidade (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 6 Pólos e Carcaça Longa

Figura 77 – Velocidade (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 8 Pólos e Carcaça Longa

Figura 78 – Pontos de medição de velocidade

Figura 79 – Preparação para o plot dos perfis de velocidade

Figura 80 – Ilustração da camada limite em um dos pontos

Figura 81 – Perfis de Velocidade Normalizada para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 2 Pólos e Carcaça Curta

Figura 82 – Perfis de Velocidade Normalizada para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 4 Pólos e Carcaça Curta

Figura 83 – Perfis de Velocidade Normalizada para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 6 Pólos e Carcaça Curta

Figura 84 – Perfis de Velocidade Normalizada para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 8 Pólos e Carcaça Curta

Figura 85 – Perfis de Velocidade Normalizada para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 2 Pólos e Carcaça Longa

Figura 86 – Perfis de Velocidade Normalizada para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 4 Pólos e Carcaça Longa

Figura 87 – Perfis de Velocidade Normalizada para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 6 Pólos e Carcaça Longa

Figura 88 – Perfis de Velocidade Normalizada para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 8 Pólos e Carcaça Longa

Figura 89 – Taxa de viscosidade turbulenta

Figura 90 – Fluxo ao redor do ventilador

Figura 91 – Interação da tampa defletora com o fluxo

Figura 92 – Relação entre o fluxo total e a parcela do fluxo na direção axial

Figura 93 – Comparação da tensão de corte na tampa dianteira entre os ventiladores 2 e 3 da carcaça longa em um motor com 6 pólos

Figura 94 – Comparação do fluxo entre os ventiladores 2 e 3 da carcaça longa em um motor com 6 pólos

Figura 95 – Detalhe na comparação do fluxo na tampa dianteira entre os ventiladores 2 e 3 da carcaça longa em um motor com 6 pólos

Figura 96 – Velocidade do fluxo nos ventiladores 2 e 3 da carcaça longa em um motor com 6 pólos

Figura 97 – Perfis de velocidade na seção dianteira do ventilador 2 da carcaça longa em um motor com 6 pólos

Figura 98 – Linhas de corrente do ventilador 2 da carcaça longa em um motor com 6 pólos

Figura 99 – Um dos resultados para temperatura com modelo simplificado de transferência de calor

Figura 100 – Um dos resultados da parte dinâmica com parte térmica

Figura 101 – Comparação entre ponto de medição de velocidade experimental e simulação

Figura 102 – Exemplos de Regiões com imposição de temperatura no modelo simplificado de transferência de calor

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Definição do modelo matemático

Tabela 2 – Distâncias em milímetros a partir do plano da traseira dos ventiladores

Tabela 3 – Tipos de elementos de malha

Tabela 4 – Parâmetros de qualidade da malha

Tabela 5 – Faixas de Y+

Tabela 6 – Configuração da malha em relação à interface entre os domínios fluidos

Tabela 7 – Configuração da malha em relação

Tabela 8 – Características dos ventiladores

Tabela 9 – Velocidades nominais dos motores

Tabela 10 – Características dos materiais

Tabela 11 – Características das condições de fronteira

Tabela 12 – Exemplos de expressões utilizadas

Tabela 13 – Relação entre memória e número de elementos

Tabela 14 – Leitura da malha pelo Ansys CFX

Tabela 15 – Média da Área Ponderada da Tensão de Corte na Carcaça - 2 Pólos e Carcaça Curta

Tabela 16 – Média da Área Ponderada da Tensão de Corte na Carcaça - 4 Pólos e Carcaça Curta

Tabela 17 – Média da Área Ponderada da Tensão de Corte na Carcaça - 6 Pólos e Carcaça Curta

Tabela 18 – Média da Área Ponderada da Tensão de Corte na Carcaça - 8 Pólos e Carcaça Curta

Tabela 19 – Média da Área Ponderada da Tensão de Corte na Carcaça - 2 Pólos e Carcaça Longa

Tabela 20 – Média da Área Ponderada da Tensão de Corte na Carcaça - 4 Pólos e Carcaça Longa

Tabela 21 – Média da Área Ponderada da Tensão de Corte na Carcaça - 6 Pólos e Carcaça Longa

Tabela 22 – Média da Velocidade nos Pontos Pré-Definidos nas Aletas - 8 Pólos e Carcaça Longa

Tabela 23 – Média da Velocidade nos Pontos Pré-Definidos nas Aletas - 2 Pólos e Carcaça Curta

Tabela 24 – Média da Velocidade nos Pontos Pré-Definidos nas Aletas - 4 Pólos e Carcaça Curta

Tabela 25 – Média da Velocidade nos Pontos Pré-Definidos nas Aletas - 6 Pólos e Carcaça Curta

Tabela 26 – Média da Velocidade nos Pontos Pré-Definidos nas Aletas - 8 Pólos e Carcaça Curta

Tabela 27 – Média da Velocidade nos Pontos Pré-Definidos nas Aletas - 2 Pólos e Carcaça Longa

Tabela 28 – Média da Velocidade nos Pontos Pré-Definidos nas Aletas - 4 Pólos e Carcaça Longa

Tabela 29 – Média da Velocidade nos Pontos Pré-Definidos nas Aletas - 6 Pólos e Carcaça Longa

Tabela 30 – Média da Velocidade nos Pontos Pré-Definidos nas Aletas - 8 Pólos e Carcaça Longa

Tabela 31 – Aproximação da espessura da camada limite nos pontos da carcaça

Tabela 32 – Normas para ensaios

Tabela 33 – Erros dos casos comparados entre valores das médias de velocidade do escoamento nos pontos de medição de ensaios e resultados das simulações

Tabela 34 – Exemplo de comparação entre valores de ensaios experimentais e resultados das simulações

## LISTA DE SÍMBOLOS

|                  |                                                                                  |
|------------------|----------------------------------------------------------------------------------|
| $a_1$            | Constante do modelo de turbulência                                               |
| $A$              | Área                                                                             |
| $B$              | Indução no ferro                                                                 |
| $C$              | Constante da região logarítmica                                                  |
| $C_{e1}, C_{e2}$ | Constante do modelo de turbulência                                               |
| $c_f$            | Coefficiente de atrito na parede                                                 |
| $C_\mu$          | Constante do modelo de turbulência                                               |
| $c_v$            | Calor específico a volume constante                                              |
| $e$              | Energia interna específica                                                       |
| $e_c$            | Espessura da chapa                                                               |
| $f$              | Frequência de alimentação elétrica                                               |
| $F_1, F_2$       | Funções de mistura do modelo de turbulência SST                                  |
| $h$              | Coefficiente de convecção                                                        |
| $H$              | Intensidade do campo magnético                                                   |
| $h_{AI-TA}$      | Coefficiente de convecção do ar no interior do motor para a                      |
| $h_{B-AI}$       | Coefficiente de convecção da cabeça de bobina para o ar no interior do motor     |
| $k$              | Energia cinética turbulenta                                                      |
| $L$              | Comprimento característico                                                       |
| $p$              | Pressão                                                                          |
| $\bar{p}$        | Componente média da pressão                                                      |
| $p'$             | Componente flutuante da pressão                                                  |
| $P_F$            | Perdas no ferro                                                                  |
| $P_j$            | Perdas por efeito Joule                                                          |
| $P_k$            | Geração de energia cinética turbulenta devido aos gradientes da velocidade média |
| $Re_L$           | Número de Reynolds                                                               |
| $Re_L$           | Número de Reynolds                                                               |
| $t$              | Tempo                                                                            |
| $T$              | Temperatura                                                                      |
| $u$              | Componente de velocidade na direção x                                            |
| $u_i$            | Componente da velocidade do fluido na direção i                                  |
| $u_1'$           | Componente flutuante da velocidade na direção x                                  |
| $u_2'$           | Componente flutuante da velocidade na direção y                                  |
| $u_3'$           | Componente flutuante da velocidade na direção z                                  |
| $u^+$            | Componente da velocidade próxima à parede                                        |
| $U_t$            | Velocidade tangente à parede                                                     |
| $u_t$            | Velocidade de atrito na parede                                                   |
| $u^*$            | Escala alternativa de velocidade                                                 |
| $U_\infty$       | Velocidade característica                                                        |
| $u_i$            | Componente da velocidade na direção i                                            |
| $\bar{u}_i$      | Componente da velocidade média na direção i                                      |
| $u_j$            | Componente da velocidade na direção j                                            |
| $\bar{u}_j$      | Componente da velocidade média na direção j                                      |
| $u_j$            | Componente da flutuação da velocidade na direção j                               |
| $\alpha$         | Constante do modelo de turbulência                                               |
| $\alpha_p$       | Coefficiente de ajuste                                                           |
| $\beta$          | Constante do modelo de turbulência                                               |
| $\beta^*$        | Constante do modelo de turbulência                                               |
| $\beta'$         | Constante do modelo de turbulência                                               |

|                                      |                                                                                           |
|--------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------|
| $\gamma_1, \gamma_2$                 | Constante do modelo de turbulência                                                        |
| $\Gamma_z$                           | Relação de viscosidades do modelo de turbulência                                          |
| $\Gamma_k$                           | Relação de viscosidades do modelo de turbulência                                          |
| $\Gamma_w$                           | Relação de viscosidades do modelo de turbulência                                          |
| $\delta_{ij}$                        | Delta de Kronecker ( $\delta_{ij} = 0$ para $i \neq j$ e $\delta_{ij} = 1$ para $i = j$ ) |
| $\Delta T$                           | Variação de temperatura                                                                   |
| $\varepsilon$                        | Taxa de dissipação da energia cinética turbulenta                                         |
| $h$                                  | Entalpia específica molar                                                                 |
| $h$                                  | Condutividade térmica do fluido                                                           |
| $\mu$                                | Viscosidade dinâmica do fluido                                                            |
| $\mu_t$                              | Viscosidade cinética turbulenta do escoamento                                             |
| $\nu$                                | Viscosidade cinemática do fluido                                                          |
| $\sigma_e$                           | Constante do modelo de turbulência                                                        |
| $\sigma_{ij}$                        | Componente do tensor tensão                                                               |
| $\sigma_k, \sigma_{k1}, \sigma_{k2}$ | Constantes do modelo de turbulência                                                       |
| $\sigma_w, \sigma_{w1}, \sigma_{w2}$ | Constantes do modelo de turbulência                                                       |
| $\tau_{ij}$                          | Componente do tensor tensão de Reynolds                                                   |
| $\tau_w$                             | Tensão próxima à parede                                                                   |
| $\phi$                               | Variável instantânea                                                                      |
| $\bar{\phi}$                         | Componente média                                                                          |
| $\phi'$                              | Componente flutuante                                                                      |
| $\omega$                             | Taxa de dissipação da energia cinética turbulenta                                         |
| $a$                                  | Velocidade angular do ventilador ou do rotor                                              |
| $p$                                  | Velocidade periférica do ventilador ou do rotor                                           |

## 1 INTRODUÇÃO

Uma simulação computacional pode ser compreendida como um processo para desenvolver e ou aplicar um método computacional para um caso concreto e realizar análises desse sistema com o objetivo de entender seu comportamento para fins diversos, antecipando resultados reais, através da solução de um problema numérico. Dentre diferentes áreas de estudo, a finalidade alcançada de tal processo pode se refletir em estruturas melhoradas, modificação de modelos de análise, maior precisão de resultados de simulação, desenvolvimento de novos materiais, ou aperfeiçoamento de produtos<sup>44</sup>. O *CFD* tem sido de grande importância para a obtenção de resultados como esses. De modo que é objeto de interesse desse estudo, sobretudo, construir caminhos para análises do funcionamento de motores elétricos que possam agregar nesse sentido.

Houve durante a elaboração do presente texto a preocupação de esmiuçar algumas definições técnicas e de registrar a experiência com procedimentos adotados durante o estudo, para poder assim contribuir com o compartilhamento das informações com colegas que desejem replicar o modelo de simulação.

### 1.1 Panorama Geral de Motores Elétricos

Calcula-se que, entre as mais diversas máquinas como bombas, compressores, ventiladores, etc. a quantidade de motores elétricos chegue a mais de 320 milhões. Isso representaria aproximadamente 40% do consumo energético mundial e segundo o REGULAMENTO (UE) 2019/1781 da Comissão Europeia, sistemas com motores elétricos utilizam cerca de metade da eletricidade produzida na União Europeia.

A prioridade em investimentos sólidos na geração de energia é preponderante para o desenvolvimento sustentável mundial. Conquanto a construção de modelos econômicos com menor atrito ao meio ambiente, é relevante para mitigar efeitos de tendências de crescimento da cadeia produtiva sobre escassez de recursos naturais. Pesquisas em eficiência energética e esforços para criação de soluções tecnológicas que corroborem para o equilíbrio do consumo, se colocam como parte do conjunto de medidas estratégicas para frear avanços nesse aspecto.

As estratégias nessa linha adotadas por muitos países visam também o aperfeiçoamento dos seus arcabouços regulatórios, leis e normas.

Para além das diretrizes definidas pelos governos, estão iniciativas locais e regionais concebidas para o fomento do uso consciente de energia a fim de reduzir a demanda e estabelecer parâmetros. Essas ações são tomadas através de monitoramento, decisões e revisões normativas, como *MEPS (Minimum Energy Performance Standards)*, por meio da participação em conselhos, comitês e fóruns comuns a essa pauta e outras correlatas. O objetivo máximo é estipular limites mínimos de aceitação para funcionamento e operação de variados equipamentos, incluindo os motores elétricos<sup>18</sup>.

A receita global, apenas a para o mercado de motores de média tensão (MT), atingiu US\$4.6 bilhões em 2018, aumentando 3.3% em relação a 2017. Segundo a *IHS Markit*, o crescimento desse mercado permaneceu consistente perante o histórico. Os índices de manufatura e produção continuaram indicando forte desempenho em 2018, apesar de incertezas na economia global.

O crescimento de remessas unitárias para *Pacific Asia* foi de 3%, para *Americas* 1% e para *EMEA (Europe, the Middle East and Africa)* se manteve inalterado.

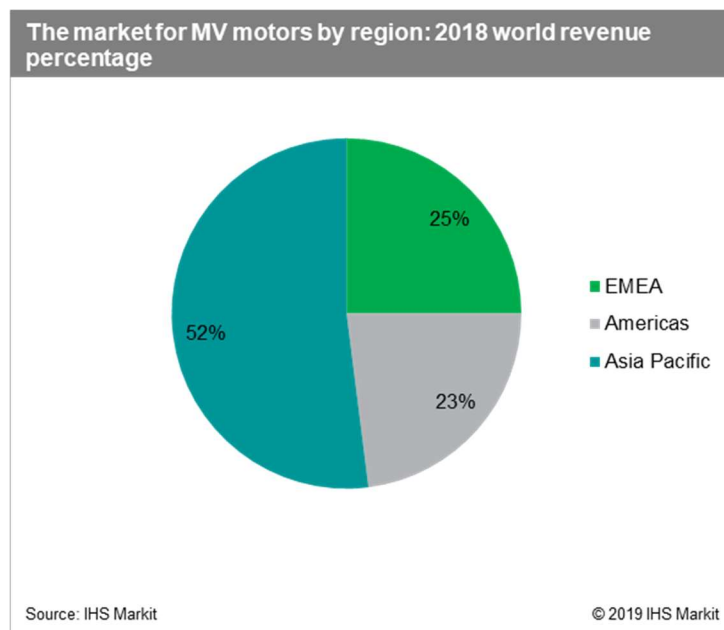


Gráfico 1 – *The Market for MV motors by region: 2018 world revenue percentage*  
Fonte: *IHS Markit*

Geralmente, o impacto dos países mais relevantes para cada região alavanca consideravelmente o crescimento do mercado<sup>1</sup>.

<sup>1</sup> O título correspondente na tradução é: “O mercado de motores MV por região: porcentagem da receita mundial de 2018”

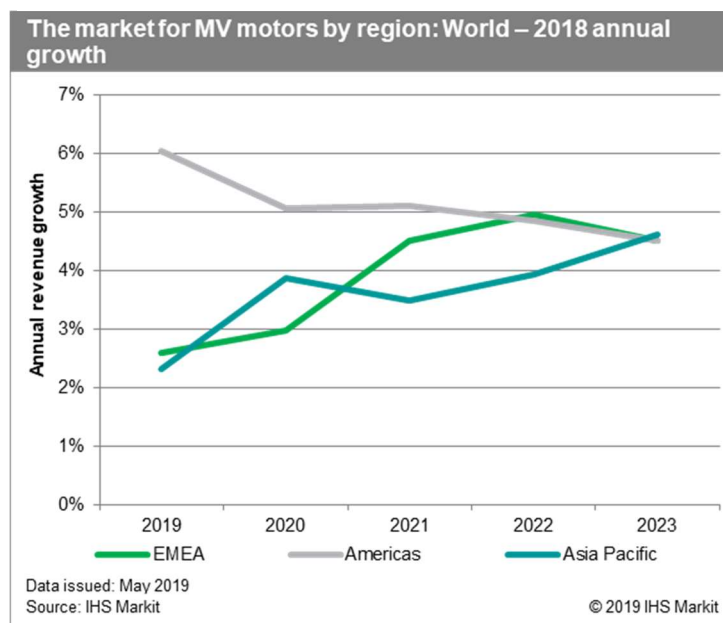


Gráfico 2 – *The Market for MV motors by region: World – 2018 annual growth*  
Fonte: IHS Markit<sup>2</sup>

Embora desde 2014 possam ter havido mudanças significativas geopolíticas e nos preços de commodities em direção ao desmonte de participação e tamanho do mercado global, o impulsionamento da indústria automotiva, sem desprezar o peso ainda importante da indústria de óleo e gás com 23% da receita global, em 2018, vinculados à geração de energia e seguidos pelos metais com 23% e 15%, respectivamente, podem estar relacionados com a força e desempenho representados na fatia desse tipo de motor na indústria mundial em uma última análise<sup>19</sup>.

<sup>2</sup> O título correspondente na tradução é: “O mercado de motores MV por região: Mundo - crescimento anual de 2018”.

## 1.2 Motivação

O mercado tem sinalizado para o aumento do uso de tecnologias de simulação para auxiliar a indústria a ganhar tempo no desenvolvimento do produto e, além disso, muitos fabricantes já exigem avaliação de protótipo virtual para validar equipamentos, peças e sistemas desenvolvidos, atendendo os devidos requisitos de segurança. Simulações elétricas e mecânicas, complexas e não-lineares, consideram os mais diversos fenômenos físicos necessários para a realização de protótipos digitais de mecanismos estruturais e dispositivos tecnológicos, permitindo realizar diversas análises em conjunto. Portanto esses tipos de análises se aplicam na aceleração do processo de desenvolvimento de novos produtos, na certificação e com isso, em potencial redução de custos.

A indústria de motores elétricos utiliza uma larga gama de soluções nesse sentido, de forma a permitir analisar diversos aspectos físicos de processos produtivos e projetos relacionados a motores elétricos, que envolvem modificações estruturais e design<sup>20</sup>.

Na fabricação e venda de produtos a certificação é relevante para a WEG devido a necessidade de acompanhamento de revisões de normas internacionais. Através da sua participação em Comissões Técnicas Eletrotécnicas (CTEs) é garantida a preparação prévia e rápida capacidade de resposta às exigências do mercado, assegurando conformidade dos seus produtos e presença efetiva junto com players mundiais. A conformidade com os requisitos declarados atesta o cumprimento de políticas, leis, regulamentos e normas aplicáveis pela empresa<sup>18</sup>.

## 1.3 Objetivo

A estimativa do fluxo de fluidos e transferência de calor em diversas regiões de estruturas de máquinas elétricas é geralmente realizada considerando o máximo de características térmicas dos materiais envolvidos e seus aspectos construtivos. É de interesse determinar variações de temperatura no sistema, a localização e dimensões de zonas quentes a fim de se garantir eficiência, evitando deterioração precoce de partes pertencentes às mesmas, consequente perda de vida útil do equipamento e prevenção de níveis de ruído.

Os desafios no desenvolvimento de novos produtos, as dificuldades provocadas pelas variações de temperatura, custos de manutenção e possíveis

complexidades de obtenção de medições experimentais se contrapõem à existente imposição de antecipação do controle da capacidade de remoção de calor no equipamento.

Entre os diferentes modelos de máquinas elétricas, esse trabalho demonstra uma análise do comportamento do ar do sistema de ventilação externo do motor W22XdbB do tipo *Totally Enclosed Fan-Cooled (TEFC)* para arrefecimento de superfícies externas, especificamente a carcaça, evidenciando regiões com potencial aquecimento.

Em motores elétricos, quantidades consideráveis de energia são dissipadas devido a perdas de calor no rotor e principalmente nos enrolamentos, por efeito Joule provocado pela corrente elétrica. De tais fenômenos físicos decorre um aumento nas temperaturas internas desses equipamentos. Ainda, da sua característica funcional, se cria a necessidade de isolamento entre partes metálicas, ou eletricamente carregadas<sup>39 40 41</sup>.

Da necessidade de redução de perdas e para essa finalidade, fluidos característicos são usualmente empregados. No caso de motores elétricos, o calor gerado nos enrolamentos pode ser removido pelo fluxo de um fluido oriundo de um sistema interno de resfriamento. Nas configurações do W22Xdb, nesse estudo, a remoção do calor ocorre pela ventilação do ar que incide na superfície interna da tampa do ventilador e é defletido para a superfície externa da carcaça do motor cuja geometria, estabelece o escoamento em aletas ao longo do motor, as quais tem a função de aumentar a superfície de contato do fluido, e compõe a determinação da eficiência do sistema<sup>1</sup>.

## **1.4 Estrutura da Dissertação**

A estrutura do projeto é constituída por 6 capítulos.

O capítulo 1 discorre sobre aspectos relevantes sobre motores elétricos, para abordagem deste trabalho.

O capítulo 2 apresenta e descreve as principais características do motor W22Xdb e conceitos convencionais para análises realizadas.

No capítulo 3 são apresentados o modelo de simulação, a abordagem do mesmo e dos respectivos resultados.

No capítulo 4 são apresentados conceitos básicos dos ensaios experimentais realizados em laboratório.

No capítulo 5 é determinado o tratamento dos resultados e a construção do mapa de seleção de ventiladores.

No capítulo 6, os resultados são discutidos e os efeitos aplicados na representação do trabalho. A conclusão e as propostas para estudos futuros são também apresentadas.

## 2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

O motor elétrico é uma máquina elétrica capaz de converter energia elétrica em energia mecânica. Seu emprego ocorre em larga escala devido a vantagens de adaptação no vasto campo de aplicação e à relação custo benefício.

### 2.1 Aspectos Relevantes do Tipo de Motor Estudado

O motor de indução trifásico estudado é uma máquina assíncrona, composta em sua estrutura mais básica por uma parte estática, o estator, e uma parte móvel, o rotor, separados por uma região denominada entreferro.

Tanto o estator quanto o rotor são formados por chapas que possuem ranhuras para alocação do enrolamento. A laminação do estator e o tratamento do material evitam perdas por correntes parasitas e histerese e além dessas, há também perdas por efeito Joule.

Seu funcionamento se caracteriza pela criação de dois campos magnéticos girantes defasados, dos quais resultará a velocidade do motor dada em rotações por minuto (RPM).

$$n_s = \frac{120f}{p} \quad (2.1)$$

Onde:

$n_s$  é a velocidade síncrona em RPM;

$f$  é a frequência da rede elétrica;

$p$  é a quantidade de pólos magnéticos do motor.

Devido ao seu torque de partida característico, sua aplicação ocorre em soluções industriais em faixas de média e alta potência, juntando-se às considerações

anteriores a corrida nesse mercado por produtos com maior eficiência e maior densidade de potência, ou seja, maior potência por kg.

## 2.1 Gama de Motores WEG W22Xdb

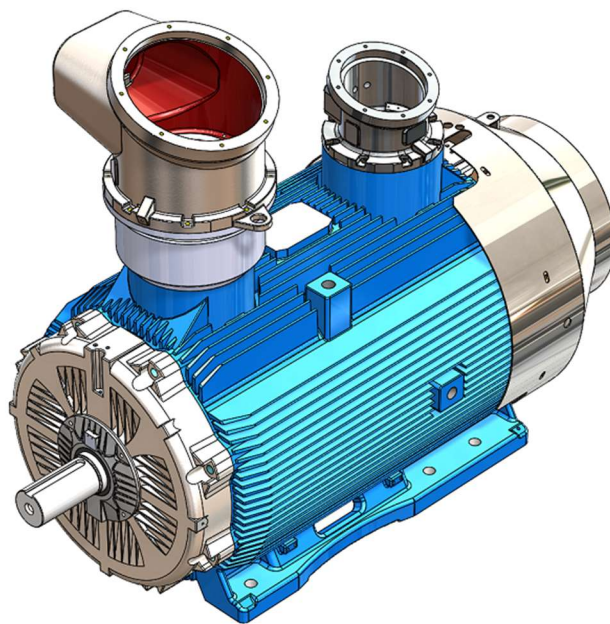


Figura 1 – Motor W22Xdb  
Fonte: Arquivos de projetos da WEG.

O motor W22Xdb é um motor com característica antideflagrante aplicado em ambientes com atmosfera potencialmente explosiva. Ou seja, a forma construtiva do motor permite sua aplicação em áreas classificadas<sup>22</sup>. Algumas das suas características são:

- O cuidado com a livre passagem de ar nos furos de ventilação;
- As distâncias no ar entre o ventilador externo e tampa defletora, e as telas de ventilação e os seus apertos, nunca pode ser inferior a 1mm;
- O grau de proteção IP das aberturas de ventilação para ventiladores externos, deve ser IP20 no lado de entrada de ar e IP10 no lado de saída de ar.
- Cilindricidade à temperatura ambiente;
- A espessura do invólucro tem que ficar garantida após a usinagem;
- Não pode existir comunicação pelas paredes da peça entre o interior e exterior;

- As tolerâncias de forma, orientação, posição, e batimento, inscritas nos desenhos, das juntas antideflagrantes têm que ser rigorosamente respeitadas. Delas depende a correta ou não, relação entre peças antideflagrantes.

A Figura 2 mostra algumas das características da construção do motor no que se refere a juntas<sup>22</sup>.

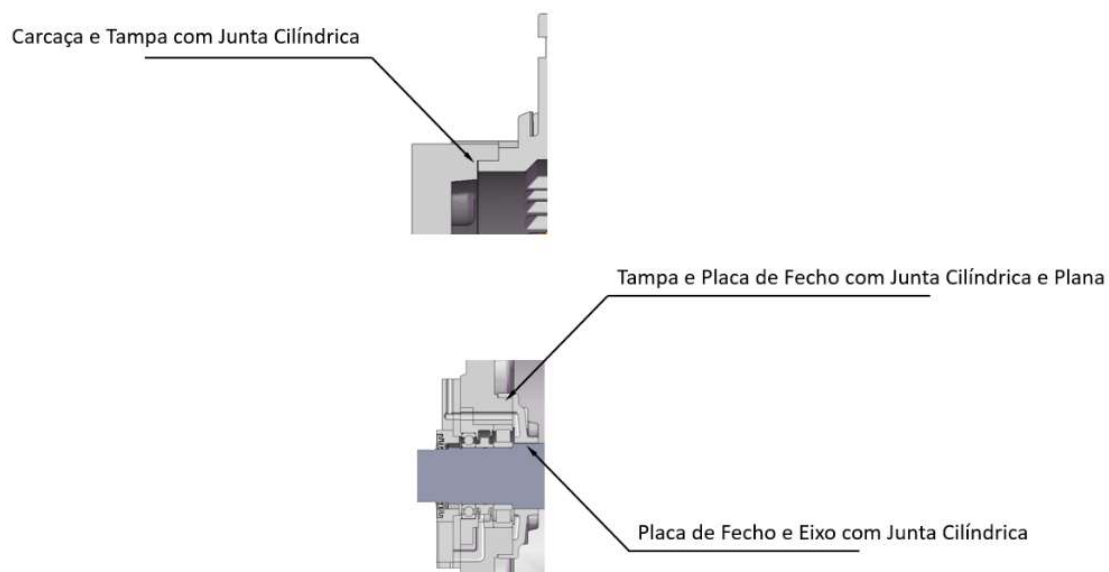
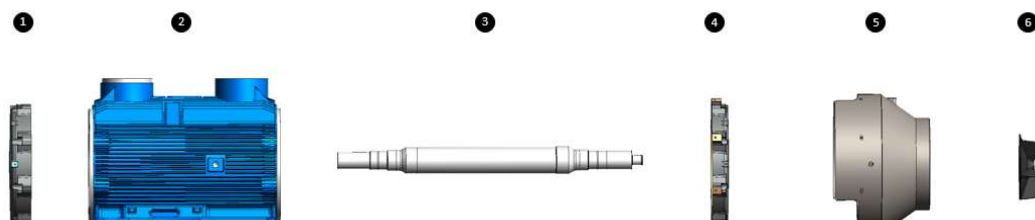


Figura 2 – Juntas antideflagrantes  
Fonte: Adaptado de arquivos de treinamento da WEG.

## 2.2 Estrutura Básica dos Motores da Gama WEG W22Xdb

Para o presente estudo as partes do motor mais importantes a serem consideradas são a tampa dianteira, carcaça, eixo, tampa traseira, tampa defletora e ventilador.



- ① Tampa dianteira;
- ② Carcaça;
- ③ Eixo;
- ④ Tampa traseira;
- ⑤ Tampa defletora;
- ⑥ Ventilador.

Figura 3 – Partes do motor usadas no modelo de simulação

Fonte: Adaptado de arquivos de projetos da WEG.

A parte do eixo que atravessa o interior do motor foi removida para diminuir o tamanho da malha, uma vez que a região interna não recebe influência do escoamento e não será avaliada nesse modelo. A montagem sobre a caixa de ligação foi retirada, padronizando o modelo para outras configurações dessa instalação. As funções de cada uma das partes serão discorridas no contexto deste trabalho.

### 2.3.1 Sistemas de Ventilação

As perdas do motor são intrínsecas ao seu funcionamento. O calor deve ser transferido da máquina para o meio ambiente. Esse processo ocorre através dos sistemas de arrefecimento. A IEC-60034-6 trata dos tipos desses sistemas, os quais podem ser divididos em dois grandes grupos:

- Em circuito aberto no qual o fluxo do meio refrigerante, fluido, oriundo do ambiente externo circula em meio externo descontaminado.
- Em circuito fechado no qual o fluxo do meio refrigerante, fluido, oriundo de um

sistema interno recircula nesse sistema.

O rendimento do motor está baseado na relação entre a potência útil e potência de entrada na sua alimentação. As perdas serão dadas pela diferença entre as duas potências, que é convertida em calor e que deve ser dissipado para não comprometer o isolamento da bobina.

No sistema do presente trabalho, o calor gerado é dissipado para o ar ambiente através da superfície externa da carcaça, com o ventilador montado sobre o eixo do motor. Isso leva a dois fatores determinantes para esse sistema: a área da superfície da carcaça e a diferença entre a superfície e o meio ambiente. Nesse tipo de sistema o funcionamento bidirecional, prevê o mesmo desempenho em sentido horário (*clockwise* - *CW*) ou anti-horário (*counter clockwise* - *CCW*). A partir disso torna-se necessário o uso de um ventilador radial de pás retas, o que implica potencialmente um sistema de ventilação com menor eficiência e maior ruído. O dimensionamento desse tipo de sistema de ventilação é dificultado pela turbulência do ventilador, recirculação e caracterizado pelo movimento de *swirl*, variando a intensidade das componentes de velocidade ao longo do circuito.

O circuito de ventilação deve capaz de deslocar a seção de ar pela superfície da carcaça de forma direcionada, promovendo a transferência de calor.

Portanto, uma área maior deveria ser capaz de proporcionar maior dissipação, mas a o aumento da superfície gera custo, tornando ainda o equipamento mais pesado, de onde parte a importância das aletas para aumentar a superfície de contato. Logo, é desejado que haja uma boa transferência de calor não só externamente, mas também internamente, porém a transferência de calor interna depende de características construtivas internas e por isso a temperatura interna deve se aproximar da temperatura externa da carcaça. O que pressupõe menor variação de temperatura do interior para a carcaça e maior variação de temperatura da carcaça para o exterior. E ainda, as normas que regulam a fabricação desse equipamento limitam os níveis de ruído e vibração, então o ventilador que é um fator preponderante, mas que pode reduzir a temperatura da carcaça, também pode aumentar as perdas mecânica e por isso deve ser escolhido de forma criteriosa, para que se encaixe nessas condições. O range da velocidade no tempo, o consumo e eficiência do sistema de ventilação, sentido de rotação, pressão e vazão também são considerados.

A curva característica do ventilador (vazão *versus* pressão) pode ser vista no contexto de alterações das propriedades termodinâmicas dos fluidos compressíveis

(lei geral dos gases). A interseção entre a curva característica do ventilador e a curva de perda do sistema é o ponto de funcionamento. Esse ponto será o ponto de eficiência máxima, quando o ruído é mínimo, dadas condições como potência, rotação, inclinação das pás, nº de pás e diâmetro do impulsor. Em um sistema fechado a perda de carga é dada pela soma das perdas de pressão no sistema, como joelhos, obstáculos, etc. Assim a variação da vazão é diretamente proporcional à velocidade de rotação, enquanto que a pressão varia quadraticamente proporcional à velocidade de rotação e quanto maior velocidade, maior a tendência de aumento de turbulência e ruído.

Obviamente em sistemas de ventilação externa, como é o caso abordado, o ventilador está submetido à pressão atmosférica, onde a redução da vazão também pode ser dada de duas formas: pela redução do escoamento ou pela redução da velocidade de rotação, onde nesse último ocorrerá menor custo de energia. Como já visto, a quantidade de pólos é inversamente proporcional à velocidade de rotação, produzida sumariamente:

- Em ventiladores axiais, o movimento do fluido é originalmente paralelo ao eixo;
- Em ventiladores radiais, o movimento do fluido é originalmente perpendicular ao eixo, necessitando que haja desvio significativo da direção do fluxo de ar para os canais aletados.

O melhor sistema de arrefecimento será aquele que conseguir equacionar de forma satisfatória as variáveis mencionadas. A Figura 4 mostra um trecho em corte da seção reta de um motor<sup>22</sup> em continuação a essa explanação.

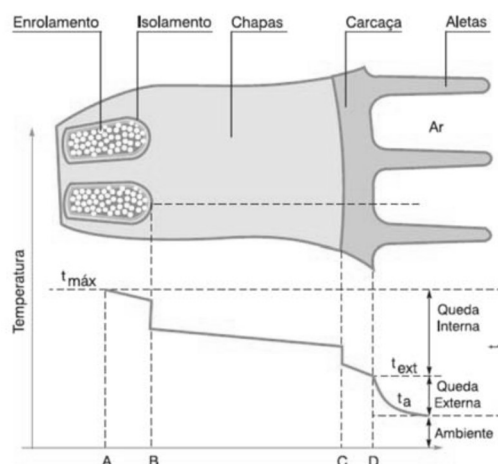


Figura 4 – Trecho de seção reta do motor  
Fonte: Adaptado de arquivos de treinamento da WEG.

Onde:

A é o ponto mais quente do enrolamento, no interior da ranhura;

AB é a temperatura da transferência de calor do interior da bobina a parte externa da bobina;

B é a temperatura do isolamento da ranhura e no contato deste com os condutores de um lado, e com as chapas do núcleo, do outro;

BC é a temperatura por transmissão através do material das chapas do núcleo;

C é a temperatura no contato entre o núcleo e a carcaça;

CD é a queda de temperatura por transmissão através da espessura da carcaça.

A condução de calor depende do bom contato entre as partes e precisão de usinagem.

A temperatura da carcaça não necessariamente indica o aquecimento interno do motor, nem a sua qualidade. Regiões mais frias no exterior da carcaça podem corresponder a regiões com perdas internas e temperatura mais elevada no enrolamento. O que não necessariamente infere as áreas que, qualitativamente, serão atingidas pela vazão do fluxo em um sistema de ventilação externa.

É desejável que a ranhura seja toda preenchida e por isso pode-se utilizar de impregnação por VPI, por exemplo, para compactá-las.

A Figura 5 ilustra a distribuição das perdas pelo efeito Joule no enrolamento rotórico, ou gaiola, perdas por atrito e ventilação, perdas magnéticas no ferro<sup>22</sup>, num comparativo entre as áreas de fluido e elétrica.

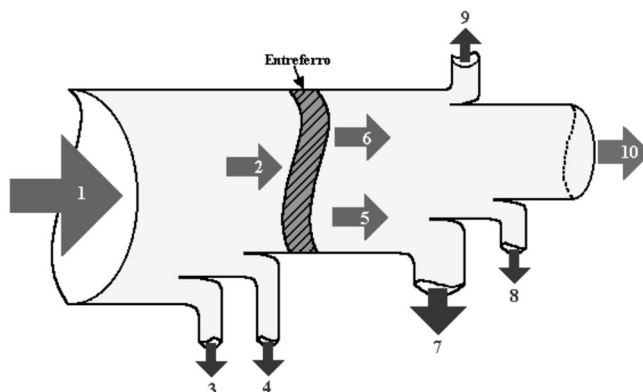


Figura 5 – Distribuição de perdas do motor  
Fonte: Adaptado de arquivos de treinamento da WEG.

Onde:

- 1) É a potência aparente elétrica da rede. Será dada pela soma de 2), 3) e 4);
- 2) É a potência aparente elétrica do estator a ser transferida ao rotor;
- 3) São as perdas primárias (estator) no ferro;
- 4) São as perdas primárias (estator) no cobre;
- 5) É a potência aparente elétrica no rotor perdas devido ao escorregamento;
- 6) É a potência mecânica no eixo;
- 7) É a potência elétrica no rotor que pode ser recuperável, no caso do rotor estar ligado a uma rede externa por meio de anéis;
- 8) São as perdas elétricas dissipadas no rotor;
- 9) São as perdas por atrito e ventilação;
- 10) É a potência resultante no eixo. Será dada pela diferença entre 6) e 9).

Conversores de frequência, produzem formas de onda da corrente de forma não perfeitamente senoidal, devido a harmônicas, inclusive as de 5ª, 7ª, 11ª e 13ª ordem. Isso provoca maiores perdas.

Em frequência superiores a nominal, o conjugado será menor, devido a perdas maiores no ferro, sendo necessário considerar além do aumento das perdas no ferro também as velocidades limites, função da força centrífuga nos enrolamentos rotóricos e outras partes mecânicas (esforço adicional nos rolamentos devido ao desbalanceamento do rotor bem como a velocidade limite do mesmo).

A título de ampliação de conhecimento abaixo são apresentados alguns tipos

de sistemas de arrefecimento de motores elétricos<sup>21 22 27</sup>:

Ventilação axial, motor totalmente fechado, resfriada por ventilador e carcaça aletada (externa e internamente). Possui um ventilador interno e canais axiais no pacote de chapas do rotor e da carcaça, como mostram.

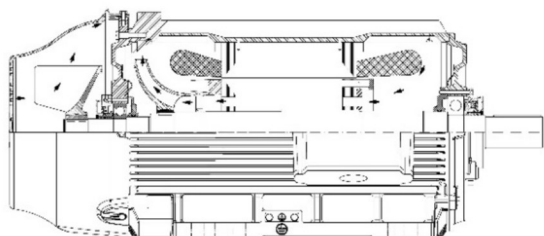


Figura 6 – Motor totalmente fechado com ventilação externa

Fonte: Adaptado de arquivos de treinamento da WEG.

Ventilação mista com Trocador de calor ar-ar. Possui canais axiais e radiais de refrigeração em seus pacotes de chapas. Possui um ventilador interno e outro ventilador externo acoplados ao eixo. O trocador de calor é montado na parte superior do motor.

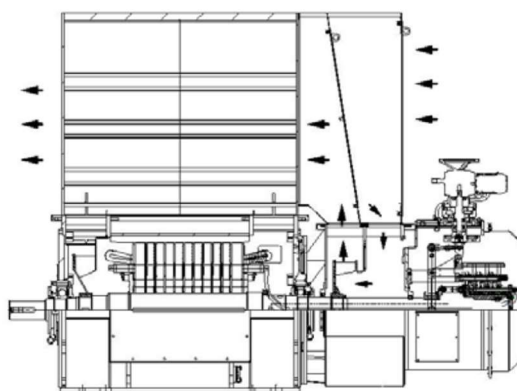


Figura 7 – Ventilação mista com trocador de calor ar-ar

Fonte: Adaptado de arquivos de treinamento da WEG.

Aberto (autoventilado). Possui ventiladores internos acoplados ao eixo, o qual aspira o ar ambiente que passa através da máquina, fazendo assim a troca de calor.

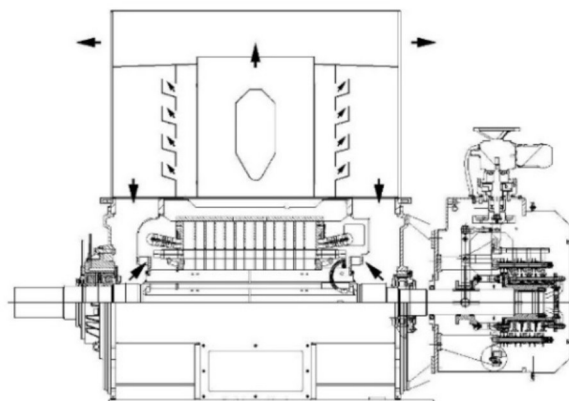


Figura 8 – Motor aberto (autoventilado)

Fonte: Adaptado de arquivos de treinamento da WEG.

O motor possui um ventilador interno acoplado no eixo sendo que o ar é forçado a circular através do radiador de água efetuando assim a troca de calor.

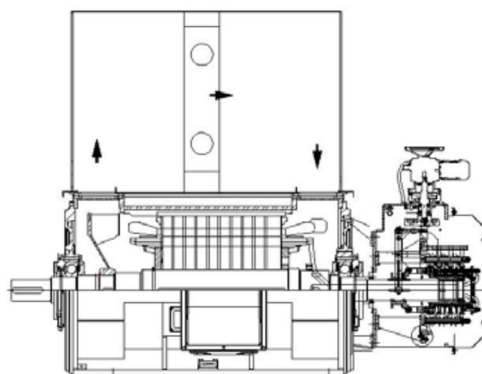


Figura 9 – Motor com trocador de calor ar-água

Fonte: Adaptado de arquivos de treinamento da WEG.

Autoventilado por dutos. Neste sistema, o motor apresenta um ventilador acoplado internamente no eixo, o qual aspira o ar de um recinto não contaminado que, após atravessar o motor, é devolvido ao meio ambiente.

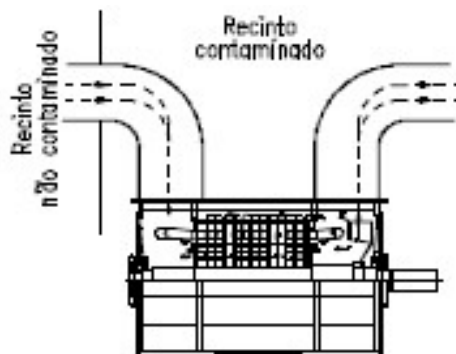


Figura 10 – Motor refrigerado por manto d'água  
Fonte: Adaptado de arquivos de treinamento da WEG.

Motor refrigerado por manto d'água, refrigerado por manto d'água e ventilador interno no próprio eixo do motor. Máquina totalmente fechada, o calor é dissipado por convecção até a serpentina de água em volta do estator e possui um ventilador interno.

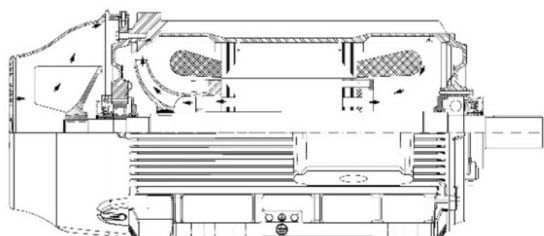


Figura 11 – Motor autoventilado por dutos  
Fonte: Adaptado de arquivos de treinamento da WEG.

Ventilação independente com trocador de ar-ar. Nesse sistema existe um ventilador independente que força a circulação interna do ar. O outro ventilador independente aspira o ar ambiente e o faz circular através do trocador de calor ar-ar. O motor pode apresentar grau de proteção IP55 ou superior.

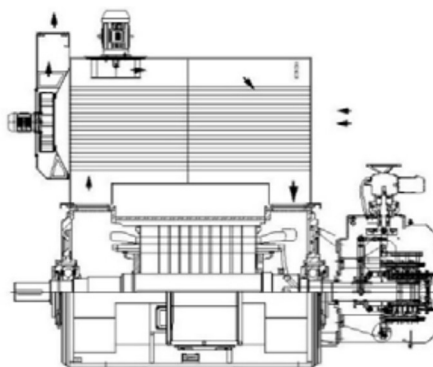


Figura 12 – Motor com ventilação independente  
Fonte: Adaptado de arquivos de treinamento da WEG.

Ventilação independente, motor aberto. O ar ambiente é forçado a circular através do motor por um ventilador independente acoplado no topo do motor, e em seguida, devolvido ao meio ambiente.

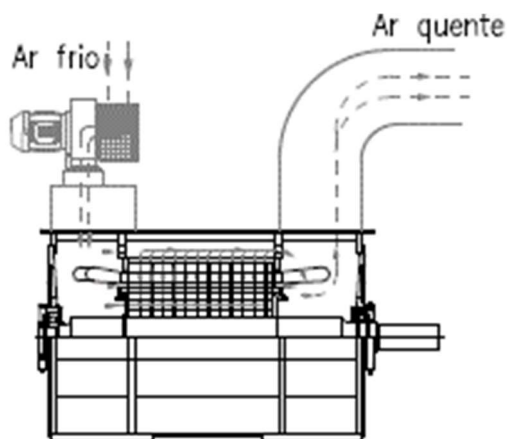


Figura 13 – Motor aberto com ventilação independente  
Fonte: Adaptado de arquivos de treinamento da WEG.

Ventilação independente com trocador de calor ar- água. Neste sistema existe um ventilador independente que força a ventilação do ar internamente ao motor através do trocador de calor ar-água.

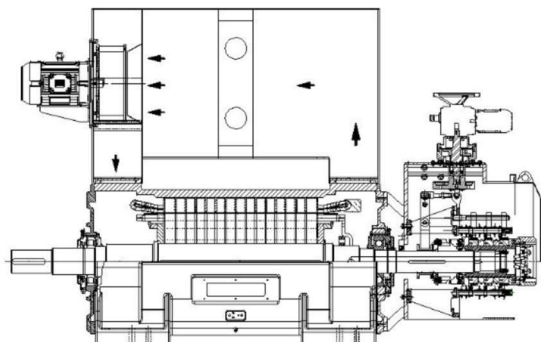


Figura 14 – Motor aberto com ventilação independente  
Fonte: Adaptado de arquivos de treinamento da WEG.

Ventilação independente por dutos. O ar é aspirado de um recinto não contaminado e canalizado através de dutos até o motor.

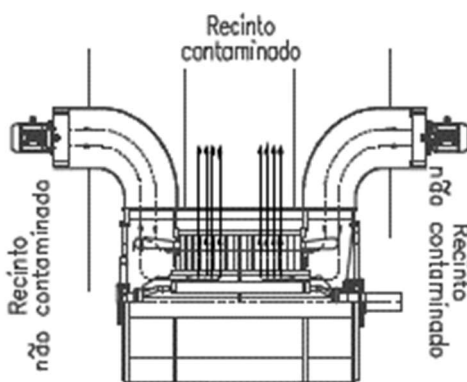


Figura 15 – Motor aberto com ventilação independente  
Fonte: Adaptado de arquivos de treinamento da WEG.

Ventilação bilateral simétrica. Possui canais radiais de ventilação nos pacotes de chapas do estator e do rotor. Possui ventiladores internos e externos acoplados ao eixo sendo que o ar quente é forçado a circular pelos tubos do trocador de calor ar-ar efetuando assim a troca térmica. O trocador de calor é montado na parte superior do motor.

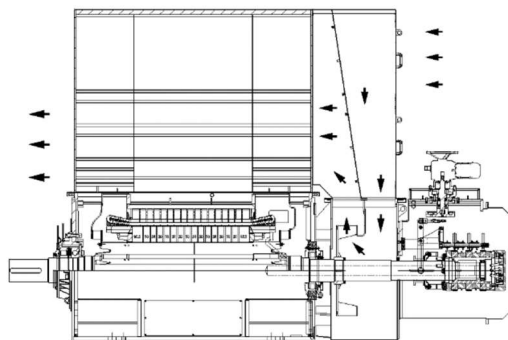


Figura 16 – Motor totalmente fechado com trocador de calor ar-ar  
Fonte: Adaptado de arquivos de treinamento da WEG.

O motor com trocador de calor ar-água pode apresentar proteção IP55 ou superior, caracterizando um motor fechado. O motor possui dois ventiladores acoplados ao eixo.

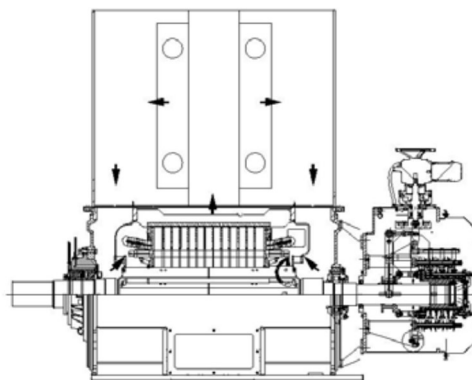


Figura 17 – Motor com trocador de calor ar-água  
Fonte: Adaptado de arquivos de treinamento da WEG.

Autoventilado por dutos. Neste sistema, o motor apresenta dois ventiladores acoplados internamente ao eixo, o qual aspira o ar de um recinto não contaminado que, após atravessar o motor, é devolvido ao meio ambiente.

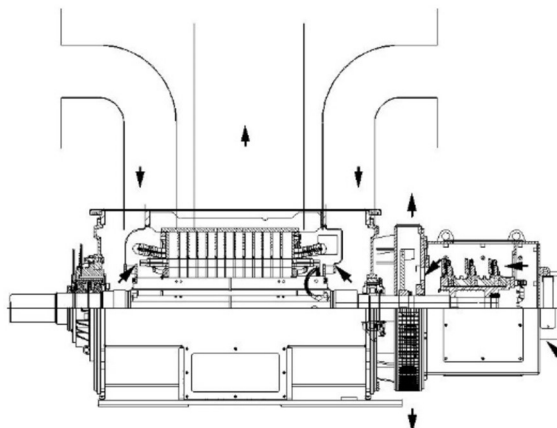


Figura 18 – Motor autoventilado por dutos  
Fonte: Adaptado de arquivos de treinamento da WEG.

Ventilação independente com trocador de ar-ar. Neste sistema existe um ventilador independente que força a circulação interna do ar. O outro ventilador independente aspira o ar ambiente e o faz circular através do trocador de calor ar-ar.

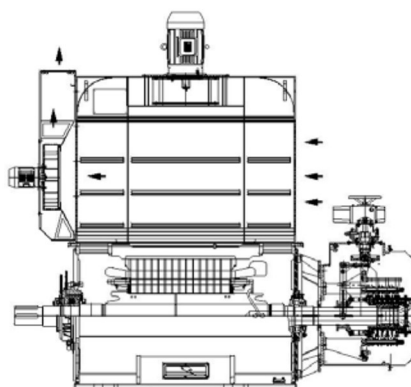


Figura 19 – Motor com ventilação independente e trocador ar- ar  
Fonte: Adaptado de arquivos de treinamento da WEG.

Ventilação independente, motor aberto. O ar ambiente é forçado a circular através do motor por dois ventiladores independentes acoplados no topo do motor, e em seguida, devolvido ao meio ambiente.

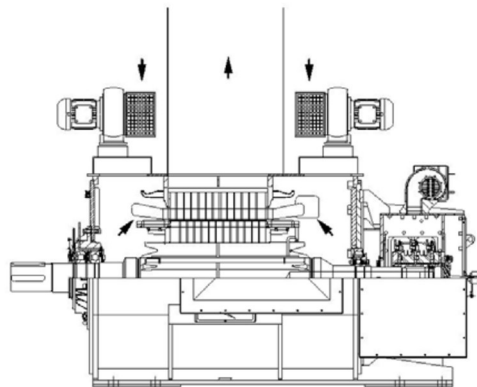


Figura 20 – Motor aberto com ventilação independente  
Fonte: Adaptado de arquivos de treinamento da WEG.

Ventilação independente com trocador de calor ar- água. Neste sistema existe um ventilador independente que força a ventilação do ar internamente ao motor através do trocador de calor ar-água.

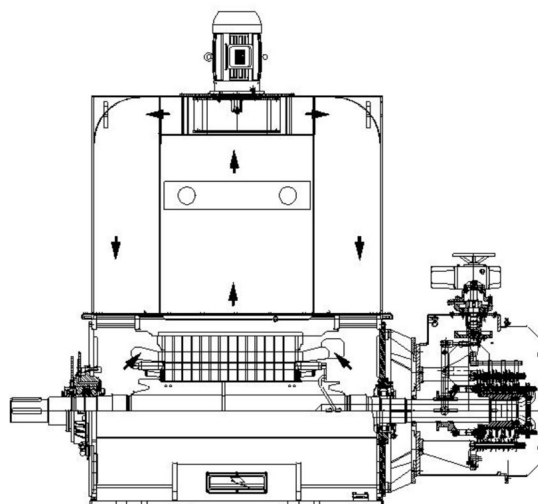


Figura 21 – Motor aberto com ventilação com trocador ar-água  
Fonte: Adaptado de arquivos de treinamento da WEG.

Ventilação independente por dutos. O ar é aspirado (através de dois motoventiladores) de um recinto não contaminado e canalizado através de dutos até o motor.

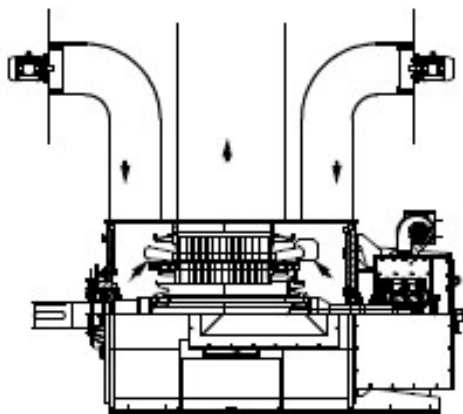


Figura 22 – Motor com ventilação independente por dutos  
Fonte: Adaptado de arquivos de treinamento da WEG.

### 2.3 Fluido Dinâmica Computacional (*Computational Fluid Dynamics - CFD*)

A maior parte das análises de *CFD* são baseadas pela concepção da Teoria do Contínuo. O fluido, um meio contínuo, é discretizado com base no modelo das partículas fluidas. Tal conceito institui um elemento representativo de volume. Essa partícula é o menor volume assumido para que as propriedades do fluido se conservem. As moléculas do fluido vibram constantemente, exceto no estado de repouso termodinâmico, no zero absoluto. Fisicamente para esse elemento o caminho médio percorrido por duas moléculas do fluido sucessivas é minimamente da ordem de grandeza das próprias moléculas deste fluido.

Ao longo da história muitas mudanças tecnológicas de observação de escoamento e transferência de calor em máquinas elétricas ocorreram. No decorrer desse desenvolvimento, avanços modernos em computação impulsionaram os estudos de diferentes códigos comerciais como meio de obtenção de previsões de temperatura em motores elétricos. Tais modelos fizeram com que fosse possível o uso da tecnologia aplicado a modelos diversos e áreas específicas desses equipamentos. Entre eles, o Ansys CFX é apresentado como uma ferramenta com base em um modelo de volumes finitos, eficiente e robusto, preciso e com relativo baixo custo computacional. O software permite uma ampla gama de possibilidades escalas de tempo, variáveis, modelos de turbulência em geometrias complexas a

serem aplicadas. Seu modelo numérico e funcionalidades estão fundadas sobre equações governantes de Navier-Stokes. Sendo esse, geralmente, destinado a aplicações de máquinas rotativas, para previsão de comportamento de variáveis e por conseguinte, do funcionamento dessas máquinas. Através de uma linguagem matemática e computacional, aspectos constitutivos, de interação entre deslocamento do ar, temperatura de superfícies rígidas, entre outros, são abordados.

A construção do modelo numérico e simulação para solução do problema tem por intuito o desenvolvimento de produtos, processos, projetos, análises, protótipo, testes, certificação, validação, etc. As etapas básicas do procedimento são descritas conforme segue:

- A identificação e delimitação da zona do domínio, objetivos e determinação de condições de fronteira de forma a encontrar uma boa representação para o problema a ser resolvido, em 2D ou 3D. São definidas as propriedades físicas, precisão, tempo de simulação, etc;
- A criação e ou simplificação da geometria concreta através de *software CAD*, simplificando partes críticas para geração da malha (*fillets*, furos, etc.), reduzindo o modelo com condições de simetria ou periodicidade;
- A escolha do código para discretização pelo método dos volumes finitos, ou outro mais adequado, para gerar a malha onde serão resolvidas as equações gerais de transporte, a Equação da Continuidade, Equações de Quantidade de Movimento e Equação da Energia, considerando as parcelas de equação (transiente, advecção, difusão e fonte);
- A discretização, a qual passa pelo bom conhecimento do fenômeno para perceber quais as regiões de refinamento da malha e de aumento de gradientes para representação do fluido, além da disponibilidade de recursos computacionais, devem ser também consideradas em relação ao nível de resolução;
- A configuração do solucionador quanto a propriedades de materiais, modelos físicos específicos, condições iniciais da simulação, monitoramento e parâmetros de convergência;
- A solução das equações é realizada de forma iterativa, reduzindo os resíduos, até a convergência;
- O pós-processamento, quando são facultadas diversas análises de formar a visualizar os resultados pretendidos. As repostas para o problema poderão ser criticadas, a simulação poderá ser revisada e recriadas para execução de correções até que as conclusões possam ser alcançadas de forma satisfatória<sup>34</sup>.

## 2.4 Métodos dos Volumes Finitos (*Finit Volume Method - FVM*)

O Método dos Volumes Finitos é um dos principais métodos de discretização aplicados a problemas relacionado à fluido dinâmica computacional. Em suma e em geral a definição matemática se dá conforme a demonstração abaixo:

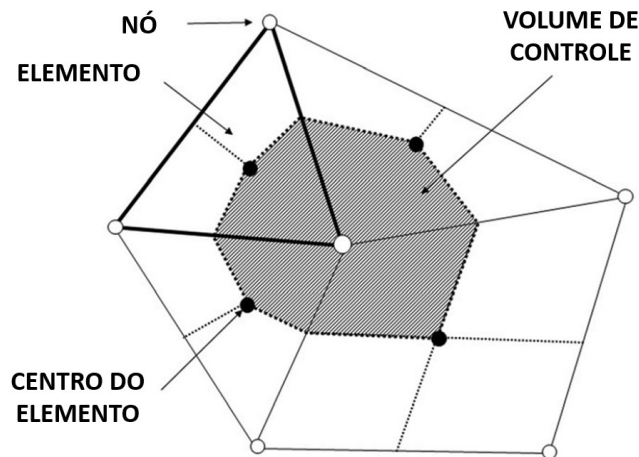


Figura 23 – Elemento do método dos volumes finitos

Fonte: Adaptado de KIM, Jin-Hyuk, *Improvement of Hydrodynamic Performance of a Multiphase Pump Using Design of Experiment Techniques*

Os princípios físicos de conservação são abordados pelas equações:

- Conservação de massa;
- Conservação do momento, 2ª lei de Newton;
- Conservação de Energia, 1ª lei da termodinâmica.

Seguindo os objetivos do *CFD* tem-se a determinação do campo de velocidade:

O campo de transporte é dado por:

$$\vec{V} = u\vec{i} + v\vec{j} + w\vec{k} \quad (2.2)$$

$$u = u(x, y, z, t) \quad (2.3)$$

$$v = v(x, y, z, t) \quad (2.4)$$

$$w = w(x, y, z, t) \quad (2.5)$$

As propriedades do campo são determinadas por:

$$\rho = \rho(x, y, z, t) \quad (2.6)$$

$$p = p(x, y, z, t) \quad (2.7)$$

$$\bar{\tau} = \bar{\tau}(x, y, z, t) \quad (2.8)$$

$$T = T(x, y, z, t) \quad (2.9)$$

Da derivada local  $\frac{d}{dt}$

- Cinemático;
- Fluxo volumétrico;
- Transporte;
- Componentes e projeções;

Do fluxo volumétrico:

$$d\vartheta = (Vdt)(dA \cos \alpha) = (VdA \cos \alpha)dt = (\vec{V} \cdot \vec{dA})dt = (\vec{V} \cdot \vec{n})dAdt \quad (2.10)$$

Onde:

$dA$  é a superfície de material infinitesimal;

$dV$  é o volume transportado através da superfície  $dA$  durante  $dt$ .

$$dQ_v = \frac{d\vartheta}{dt} = \vec{V} \cdot \vec{n}dA = V_n dA \quad (2.11)$$

$dQ_v$ , caudal, volume transportado através de  $dA$  por unidade de tempo

$$\frac{dQ_v}{dA} = V_n \quad (2.12)$$

$V_n$ , fluxo volumétrico através da superfície  $dA$  normal a  $\vec{n}$

Do transporte:

$$dQ_v = \frac{d\vartheta}{dt} = \vec{V} \cdot \vec{n} dA \quad (2.13)$$

$dQ_v$  é o débito volumétrico através da superfície diferencial  $A$

$$Q_v = \frac{d\vartheta_A}{dt} = \iint_A \vec{V} \cdot \vec{n} dA \quad (2.14)$$

$Q_v$  é o débito volumétrico através da superfície integral  $A$

$$\rho(V dA \cos \alpha) = \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.15)$$

O débito mássico é dado por:

$$c(V dA \cos \alpha) = c \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.16)$$

O débito molar é dado por:

$$c_j(V dA \cos \alpha) = c_j \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.17)$$

Do débito molar espécie - j:

$$\rho C_p(V dA \cos \alpha) = \rho C_p \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.18)$$

Derivada substancial  $\frac{D}{Dt}$  para qualquer propriedade do campo (escalar, vetorial, tensorial):

$$\rho = \rho(x, y, z, t) \quad (2.19)$$

O mesmo “ponto” pelo “elemento de fluido” em tempos diferentes:

$$\rho_1 = \rho(x_1, y_1, z_1, t_1) \quad (2.20)$$

$$\rho_2 = \rho(x_2, y_2, z_2, t_2) \quad (2.21)$$

Da expansão de Taylor:

$$f(z) = \sum_{i=1}^{\infty} f^{(i-1)}(a) \frac{(z-a)^{i-1}}{(i-1)!} \quad (2.22)$$

$$\begin{aligned} f(z) = f(a) + f^{(1)}(a)(z-a)^1 + f^{(2)}(a) \frac{(z-a)^2}{2} + f^{(3)}(a) \frac{(z-a)^3}{6} \\ + \sum_{i=1}^{\infty} f^{(i-1)}(a) \frac{(z-a)^{i-1}}{(i-1)!} \end{aligned} \quad (2.23)$$

$$\begin{aligned} f(z) = f(a) + f^{(1)}(a)(z-a)^1 + f^{(2)}(a) \frac{(z-a)^2}{2} + f^{(3)}(a) \frac{(z-a)^3}{6} \\ + O((z-a)^4) \end{aligned} \quad (2.24)$$

$$f(z) = f(a) + f^{(1)}(a)(z-a)^1 + O((z-a)^2) \quad (2.25)$$

Da linearidade local a expansão de Taylor de 1ª ordem da propriedade:

$$\rho = \rho(x, y, z, t) \quad (2.26)$$

$$f(z) = f(a) + f^{(1)}(a)(z-a)^1 \quad (2.27)$$

$$\rho_2 = \rho_1 + \left(\frac{\partial \rho}{\partial x}\right)_1 (x_2 - x_1) + \left(\frac{\partial \rho}{\partial y}\right)_1 (y_2 - y_1) + \left(\frac{\partial \rho}{\partial z}\right)_1 (z_2 - z_1) + \left(\frac{\partial \rho}{\partial t}\right)_1 (t_2 - t_1) + \quad (2.28)$$

Termos de maior ordem

$$\frac{\rho_2 - \rho_1}{t_2 - t_1} = + \left(\frac{\partial \rho}{\partial x}\right)_1 \frac{x_2 - x_1}{t_2 - t_1} \left(\frac{\partial \rho}{\partial y}\right)_1 \frac{y_2 - y_1}{t_2 - t_1} \left(\frac{\partial \rho}{\partial z}\right)_1 \frac{z_2 - z_1}{t_2 - t_1} \left(\frac{\partial \rho}{\partial t}\right)_1 \quad (2.29)$$

Se  $x_2, x_1, y_2, y_1, z_2, z_1$  pontos da trajetória do material em  $t_2$  e  $t_1$ , então:

$$\lim_{t_2 \rightarrow t_1} \frac{x_2 - x_1}{t_2 - t_1} \equiv u \quad \lim_{t_2 \rightarrow t_1} \frac{y_2 - y_1}{t_2 - t_1} \equiv v \quad \lim_{t_2 \rightarrow t_1} \frac{z_2 - z_1}{t_2 - t_1} \equiv w \quad (2.30)$$

$$\lim_{t_2 \rightarrow t_1} \frac{\rho_2 - \rho_1}{t_2 - t_1} \equiv u \quad (2.31)$$

Logo, a derivada substancial será:

$$\frac{\rho_2 - \rho_1}{t_2 - t_1} = \left(\frac{\partial \rho}{\partial t}\right)_1 + \left(\frac{\partial \rho}{\partial x}\right)_1 \frac{x_2 - x_1}{t_2 - t_1} \left(\frac{\partial \rho}{\partial y}\right)_1 \frac{y_2 - y_1}{t_2 - t_1} \left(\frac{\partial \rho}{\partial z}\right)_1 \frac{z_2 - z_1}{t_2 - t_1} \quad (2.32)$$

$$\frac{D\rho}{Dt} = \frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + v \frac{\partial \rho}{\partial y} + w \frac{\partial \rho}{\partial z} \quad (2.33)$$

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + u \frac{\partial}{\partial x} + v \frac{\partial}{\partial y} + w \frac{\partial}{\partial z} \quad (2.34)$$

$$\vec{V} \equiv \vec{i} \frac{\partial}{\partial x} + \vec{j} \frac{\partial}{\partial y} + \vec{k} \frac{\partial}{\partial z} \quad (2.35)$$

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \vec{V}) \quad (2.36)$$

Aplicando-se a qualquer variável de campo, escalar ou vetorial, tensorial, e “conservativa” ou “não”, tem-se o significado físico:

$$\frac{DT}{Dt} \equiv \frac{\partial T}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \vec{\nabla})T \equiv \frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \quad (2.37)$$

$$\frac{D\vec{\omega}}{Dt} \equiv \frac{\partial \vec{\omega}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \vec{\nabla})\vec{\omega} \equiv \frac{\partial \vec{\omega}}{\partial t} + u \frac{\partial \vec{\omega}}{\partial x} + v \frac{\partial \vec{\omega}}{\partial y} + w \frac{\partial \vec{\omega}}{\partial z} \quad (2.38)$$

Da divergência do campo de velocidade, o débito volumétrico local, sobre  $dS$  será:

$$\Delta V = [(\vec{v}\Delta t) \cdot \vec{n}]dS = (\vec{v}\Delta t) \cdot d\vec{S} \quad (2.39)$$

$$\frac{\Delta V}{\Delta t} = \frac{dV}{dt} = \vec{v} \cdot d\vec{S} \quad (2.40)$$

O débito volumétrico total, sobre  $S$ , superfície fechada, será:

$$\vartheta = \oiint_S (\vec{v}\Delta t) \cdot d\vec{S} \quad (2.41)$$

Para um “corpo de fluido”, tem-se:

$$\frac{D\vartheta}{dt} = \frac{1}{\Delta t} \oiint_S (\vec{v}\Delta t) \cdot d\vec{S} = \oiint_S \vec{v} \cdot d\vec{S} \quad (2.42)$$

Do “teorema da divergência”, de qualquer campo vetorial  $\vec{f}$ , sobre  $S$  fechada:

$$\oiint_S \vec{f} \cdot d\vec{S} = \iiint_V (\nabla \cdot \vec{f}) \cdot dV \quad (2.43)$$

Para um “corpo de fluido”, de volume infinitesimal:

$$\frac{D(\delta\vartheta)}{Dt} = \iiint_{\delta V} (\nabla \cdot \vec{v}) \cdot dV \quad (2.44)$$

No limite em que  $\lim_{\delta\vartheta \rightarrow 0}$  tem-se que:

$$\frac{D(\delta\vartheta)}{Dt} = (\nabla \cdot \vec{v}) \delta V \quad (2.45)$$

A “divergência no campo da velocidade” será:

$$\nabla \cdot \vec{v} = \frac{1}{\delta\vartheta} \frac{D(\delta\vartheta)}{Dt} \quad (2.46)$$

Sabendo que a divergência do campo de velocidade é a taxa local temporal de variação do volume do “elemento finito”, por unidade de volume de fluido.

- Equação da Continuidade;
- Princípio de conservação da massa;
- A massa de um “corpo de fluido” mantém-se constante.

Análise *volume control diferencial*, fixo no espaço, sendo um ponto (x,y,z) no campo do escoamento.

O volume do elemento será dado por:

$$dv = dx dy dz \quad (2.47)$$

Áreas de fluxo serão dadas por:

$$dA_x = dy dz \quad (2.48)$$

$$dA_y = dx dz \quad (2.49)$$

$$dA_z = dy dz \quad (2.50)$$

Análise do volume de controle diferencial, fixo no espaço para áreas de fluxo serão:

$$d\vec{A}_x = dA_x \vec{n} = (dydz)\vec{n}_x \quad (2.51)$$

$$d\vec{A}_y = dA_y \vec{n} = (dxdz)\vec{n}_y \quad (2.52)$$

$$d\vec{A}_z = dA_z \vec{n} = (dxdy)\vec{n}_z \quad (2.53)$$

O débito volumétrico pelas áreas  $-i_s$ :

$$\vec{v}_i \cdot d\vec{A}_i \quad (2.54)$$

O débito volumétrico pela face x-área:

$$\vec{v}_x \cdot d\vec{A}_x = -udA_x = -udydz \quad (2.55)$$

O débito mássico em cada face pela análise do *volume de control diferencial*, fixo no espaço:

$$\left[ \rho u + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} dx \right] dydz - (\rho u) dydz = \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} dxdydz \quad (2.56)$$

$$\left[ \rho v + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} dy \right] dxdz - (\rho v) dxdz = \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} dxdydz \quad (2.57)$$

$$\left[ \rho w + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} dz \right] dxdy - (\rho w) dxdy = \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} dxdydz \quad (2.58)$$

$$\text{fluxo de massa líquida para o exterior} = \left[ \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] dxdydz \quad (2.59)$$

Análise do volume de controle diferencial, fixo no espaço:

$$\text{taxa de tempo de aumento de massa} = \frac{\partial}{\partial t} [\rho \cdot (dxdydz)] = \frac{\partial \rho}{\partial t} (dxdydz) \quad (2.60)$$

$$\text{fluxo de massa líquida para o exterior} = \left[ \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] dxdydz \quad (2.61)$$

$$\left[ \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] dxdydz = - \frac{\partial \rho}{\partial t} (dxdydz) \quad (2.62)$$

Da equação diferencial “continuidade local”:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \left[ \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] = 0 \quad (2.63)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (2.64)$$

Análise *volume control diferencial*, movendo com fluido será dada por:

$$\frac{D(\delta m)}{Dt} = 0 \quad (2.65)$$

$$\delta m = \rho \delta V \quad (2.66)$$

$$\frac{D(\rho \delta V)}{Dt} = \delta V \frac{D\rho}{Dt} + \rho \frac{D(\delta V)}{Dt} = 0 \quad (2.67)$$

$$\frac{D\rho}{Dt} \rho \left[ \frac{1}{\delta V} \frac{D(\delta V)}{Dt} \right] = 0 \quad (2.68)$$

A equação diferencial da “continuidade do fluido” será:

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \vec{\nabla} \cdot \vec{v} = 0 \quad (2.69)$$

Da análise volume control integral:

$$\left[ \begin{array}{c} \text{Fluxo de massa líquida para o exterior do} \\ \text{volume através da superfície } S \end{array} \right] = \left[ \begin{array}{c} \text{Diminuição da taxa de tempo da massa} \\ \text{dentro do volume de controle} \end{array} \right] \quad (2.70)$$

$$B = C \quad (2.71)$$

$$\rho v_n dS = \rho \vec{v} \cdot d\vec{S} \quad (2.72)$$

$$B = \iint_S \rho \vec{v} \cdot d\vec{S} \quad (2.73)$$

$$\iiint_V \rho dV \quad (2.74)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho dV \quad (2.75)$$

$$-\frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho dV = C \quad (2.76)$$

Equação global da continuidade local será:

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho dV + \iint_S \rho \vec{v} \cdot d\vec{S} = 0 \quad (2.77)$$

O modelo *volume control global*, movendo com fluido será:

$$Mass = \iiint_{V(t)} \rho dV \quad (2.78)$$

A equação global da continuidade do fluido será:

$$\frac{D}{Dt} \iiint_{V(t)} \rho dV = 0 \quad (2.79)$$

Da equivalência entre duas formas “integrais”, tem-se que:

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho dV + \iint_S \rho \vec{v} \cdot d\vec{S} = 0 \quad (2.80)$$

$$\iiint_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \iint_S \rho \vec{v} \cdot d\vec{S} = 0 \quad (2.81)$$

$$\iint_S \rho \vec{v} \cdot d\vec{S} = \iiint_V \nabla \cdot (\rho \vec{v}) dV \quad (2.82)$$

$$\iiint_V \left[ \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) \right] dV = 0 \quad (2.83)$$

No limite em que  $\lim_{\delta\vartheta \rightarrow 0}$  tem-se que:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (2.84)$$

Da equivalência entre as duas formas “diferenciais”, tem-se que:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (2.85)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + (\rho \nabla \cdot \vec{v})(\vec{v} \cdot \nabla \rho) = 0 \quad (2.86)$$

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v}) \equiv (\rho \nabla \cdot \vec{v}) + (\vec{v} \cdot \nabla \rho) \quad (2.87)$$

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot \vec{v} = 0 \quad (2.88)$$

A partir dos conceitos:

- Equação do movimento;
- Princípio de conservação do momento;
- Segunda lei de Newton;
- Primeira lei de Newton.

Quando visualizado em um referencial inercial, um “objeto” ou permanece em repouso ou continua a se mover a uma velocidade constante, a menos que seja acionado por uma força.

Da segunda lei o vetor soma das forças  $F$  em um “objeto” é igual para a taxa de mudança do momento do “objeto”:

$$F = \frac{d}{dt} m \vec{v} = m \vec{a} \quad (2.89)$$

Da terceira lei, quando um “corpo” exerce uma força em um segundo “corpo”, o segundo corpo simultaneamente exerce uma força igual em magnitude e sentido oposto no primeiro corpo.

Das forças e tensões em fluidos, o tensor de tensões com seis tensões nas faces de  $dV$ :

$$\vec{\tau}_x, \vec{\tau}_{x+dx}, \vec{\tau}_y, \vec{\tau}_{y+dy}, \vec{\tau}_z, \vec{\tau}_{z+dz} \quad (2.90)$$

E nove tensões no ponto  $(x,y,z)$ :

$$\bar{\tau}(x, y, z) = \begin{bmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{bmatrix} \quad (2.91)$$

O elemento de fluido de massa constante será:

$$F = \frac{d}{dt} m \vec{v} = m \vec{a} \quad (2.92)$$

A partir das forças do corpo:

$$[\text{Força do corpo no elemento do fluido agindo na direção } x] = \rho f_x dV \quad (2.93)$$

- Forças na superfície;
- Pressão;
- Viscosidade.

Pelo elemento de fluido de massa constante:

$$\begin{aligned} & \text{Sistema de forças da superfície na direção } x \quad (2.94) \\ &= \left[ p - \left( p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) \right] dydz + \left[ \left( \tau_{xx} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} dx - \tau_{xx} \right) \right] dydz \\ &+ \left[ \left( \tau_{yx} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} dy - \tau_{yx} \right) \right] dx dz + \left[ \left( \tau_{zx} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} dz - \tau_{zx} \right) \right] dx dy \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \text{Sistema de forças da superfície na direção } x \quad (2.95) \\ & = \left[ -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right] dx dy dz \end{aligned}$$

E:

$$dF_x = a_x dm \quad (2.96)$$

$$dm = \rho dx dy dz \quad (2.97)$$

$$a_x = \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial u}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla u \quad (2.98)$$

$$\left[ -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right] dx dy dz + \rho f_x dx dy dz = \rho dx dy dz \frac{Du}{Dt} \quad (2.99)$$

Se segue a partir das equações do movimento do fluido.

A equação do momento em x será:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \quad (2.100)$$

A Equação do Momento em y será:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y \quad (2.101)$$

A Equação do Momento em z será:

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z \quad (2.102)$$

Pelas Equações de Navier-Stokes tem-se:

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left[ \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] + \rho f_x \quad (2.103)$$

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left[ \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] + \rho f_y \quad (2.104)$$

$$\rho \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left[ \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] + \rho f_z \quad (2.105)$$

Pela Equação do Movimento:

Na forma geral:

$$\rho \frac{D\vec{v}}{Dt} = -\vec{\nabla}p - \vec{\nabla} \cdot \bar{\bar{\tau}} + \rho \vec{g} \quad (2.106)$$

Em Navier-Stokes:

$$\rho \frac{D\vec{v}}{Dt} = -\vec{\nabla}p - \mu \nabla^2 \vec{v} + \rho \vec{g} \quad (2.107)$$

E invíscido:

$$\rho \frac{D\vec{v}}{Dt} = -\vec{\nabla}p + \rho \vec{g} \quad (2.108)$$

A partir da Equação da Energia tem-se que:

$$\text{Taxa de mudança de energia dentro do elemento do fluido} \quad (2.109)$$

= sistema de fluxo de calor dentro do elemento

+ taxa de trabalho feito no elemento vindo do corpo e forças da superfície

Para propriedade constantes:

$$\rho \frac{DU}{Dt} = k \nabla^2 T + \mu \phi_v \quad (2.110)$$

Para o gás ideal:

$$\rho \frac{D\vec{v}}{Dt} = -\vec{\nabla}p + \rho \vec{g} \quad (2.111)$$

$$\rho v C_v \frac{DT}{Dt} = k \nabla^2 T + p \vec{\nabla} \cdot \vec{v} \quad (2.112)$$

Seguindo a partir das equações de movimento em *CFD*.

A Equação da Continuidade será:

$$\frac{D\rho}{Dt} \rho \vec{\nabla} \cdot \vec{v} = 0 \quad (2.113)$$

A Equação do Movimento será:

$$\rho \frac{D\vec{v}}{Dt} = -\vec{\nabla}p - \vec{\nabla} \cdot \bar{\tau} + \rho \vec{g} \quad (2.114)$$

A Equação da Energia será:

$$\rho \frac{DU}{Dt} = k \nabla^2 T + \mu \phi_v \quad (2.115)$$

Seguindo a partir dos resíduos de *CFD*.

Os resíduos de desequilíbrio de massa serão dados por:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = \varepsilon_c(x, y, z, t) \quad (2.116)$$

Os resíduos de desequilíbrio de momento serão dados por:

$$\rho \frac{D\vec{v}}{Dt} + \vec{\nabla}p + \vec{\nabla} \cdot \vec{\bar{\tau}} - \rho \vec{g} = \varepsilon_m(x, y, z, t) \quad (2.117)$$

Os resíduos de desequilíbrio de energia serão dados por:

$$\rho \frac{DU}{Dt} - k\nabla^2 T - \mu\phi_v = \varepsilon_e(x, y, z, T) \quad (2.118)$$

Considerando as principais condições de fronteira:

- Sem deslizamento;
- Fluxo paralelo;
- Paredes impermeáveis;
- Condições Térmicas (igualdade de temperaturas e fluxo de calor).

## 2.5 Análise da Velocidade de Escoamento Externo no Motor Elétrico

Apenas em termos gerais as principais características que cercam a velocidade do escoamento no motor, para o caso em estudo, são trazidas abaixo.

A velocidade do ventilador é inversamente proporcional ao número de pólos.

Basicamente pelo n° de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (2.119)$$

Onde:

$v$  a velocidade média do fluido;

$D$  a longitude característica do fluido;

$\mu$  é a viscosidade dinâmica do fluido;

$\rho$  é a massa específica do fluido.

Sendo o número de Reynolds, aproximadamente, menor do que 2100 para regime laminar e maior do que 4000 para o regime turbulento, categorizando o fluxo.

O fluido do sistema de arrefecimento a ser abordado é o ar e é caracterizado

como um fluido newtoniano e compressível. Ou seja, pode expandir-se, a massa permanece constante, mas o volume se altera, assim a densidade do fluido se altera. A rigor a densidade do ar diminui em dias quentes e em grandes alturas, onde a pressão é mais baixa, a densidade do ar também é reduzida. A sua densidade é aproximadamente  $1.225 \text{ kg/m}^3$  e a viscosidade dinâmica é aproximadamente  $1.7894 \times 10^{-5} \text{ kgs/m}$ .

$$\vartheta = \frac{\mu}{\rho} \quad (2.120)$$

Onde:

$\vartheta$  é a viscosidade cinemática;

$\mu$  é a viscosidade dinâmica;

$\rho$  é a densidade.

Em um perfil a velocidade  $u$  será maior antes da entrada, será maior nas regiões centrais, após a entrada atingirá o escoamento totalmente desenvolvido, quando se estabilizar e tenderá a zero nas paredes (não porosas). Essa última condição infere que não haja deslizamento (*no-slip*) na parede e será de grande importância para abordagem utilizada, compreendendo a distância tênue que separa a análise dinâmica da análise térmica, nesse caso.

A transferência de calor de um gás pode ser dada através de convecção e condução, sendo para isso necessário. Para que haja convecção e condução é necessária a presença de um meio material, porém, o movimento do fluido em massa também é condição necessária para haver convecção. Dado que próximo à parede a velocidade tende a zero, ocorrendo a parada do fluido na superfície, a convecção dá espaço a condução.

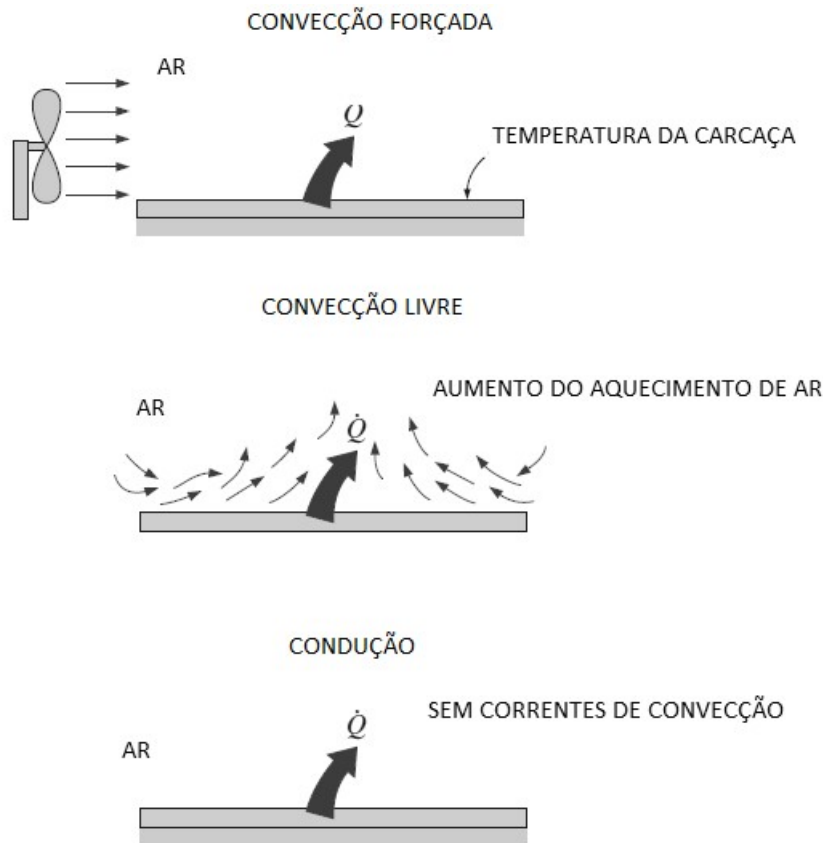


Figura 24 – Transferência de calor entre fluido e carcaça do motor

Fonte: Adaptado de (CENGEL, 2002)

Isso ocorre devido aos efeitos viscosos sobre a “camada” do fluxo na região com forças de cisalhamento viscosas atuantes, causadas pela viscosidade do fluido na camada limite, região a qual será detalhada mais adiante na definição do modelo computacional. As forças de atrito entre as “camadas” de fluido, fazem com que a camada mais próxima à superfície seja aderida, atingindo a imobilidade, desacelerando a camada de fluido adjacente e assim por diante, até a região em que tais efeitos diminuem e o escoamento é livre. Nesse processo a camada de fluido em contato com a superfície exercerá uma fricção sobre ela, enquanto que a camada de fluido mais rápida, sobre essa camada, atuará para arrastar a camada mais lenta, provocando uma força de atrito devido ao atrito entre as camadas do fluido. Essa força é chamada de tensão de corte ou tensão de cisalhamento e é dada em  $\text{N/m}^2$ :

$$\tau_w = \mu \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)_{x=0} \quad (2.121)$$

Onde:

$\mu$  é viscosidade dinâmica;

$u$  é a velocidade;

$x$  é a direção em que ocorre o distanciamento da superfície.

Em fluidos newtonianos a tensão de corte será proporcional ao gradiente de velocidade e a viscosidade mede sua resistência ao fluxo, estabelecendo uma forte função da temperatura, considerando o aumento da mesma com as viscosidades dos gases. Portanto, uma camada limite térmica também se desenvolve como resultado de um perfil de temperatura e irá desenvolver um campo de fluxo que varia de  $T_s$  na superfície a  $T$  suficientemente longe da superfície, quando a troca de energia entre as partículas ou moléculas do fluido diminui.

Analogamente na análise térmica, quando o fluido em contato com a parte sólida, tendo ambas as partes diferentes temperaturas, ocorrerá transferência de calor até que os “corpos” alcancem a temperatura de equilíbrio no ponto de contato.

Uma maior velocidade do fluido representa maior transferência de calor, devido a vinda de partes mais quentes e mais frias de fluido em contato. Consequentemente a taxa de condução em maior número de regiões do fluido aumenta. Isso pressupõe que a taxa de transferência de calor do fluido será maior por convecção e, por isso, haverá maior transferência de calor propriamente dita.

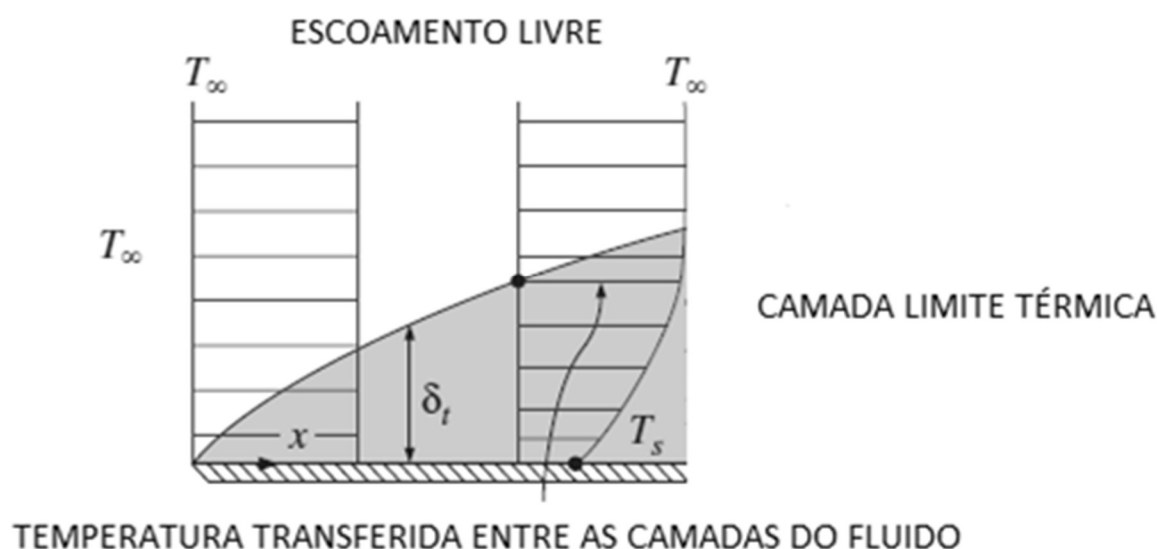


Figura 25 – Concepção do perfil de temperatura  
Fonte: Adaptado de (CENGEL, 2002)

O interesse particular se dá, porque embora haja variáveis envolvidas na convecção como: viscosidade dinâmica, condutividade térmica  $k$ , densidade e calor específico  $C_p$ , velocidade do fluido, geometria, rugosidade da superfície sólida e tipo de regime de escoamento do fluido, ela é tida como proporcional à diferença de temperatura e dada pela lei de resfriamento de Newton:

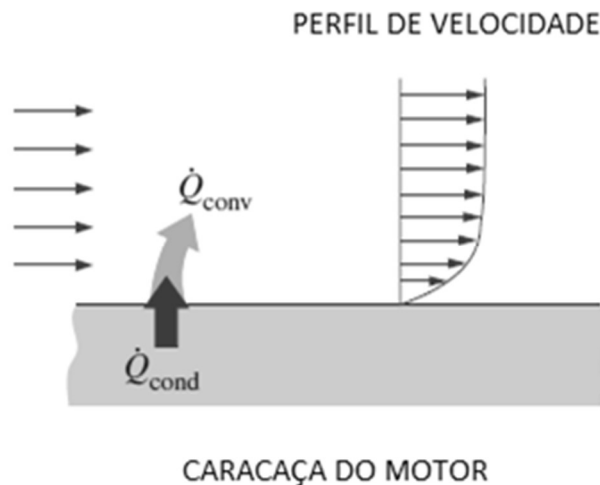


Figura 26 – Concepção do perfil de velocidade  
Fonte: Adaptado de (CENGEL, 2002)

$$\dot{Q}_{conv} = hA_sA(T_s - T_{\infty}) \quad (2.122)$$

Onde:

$h$  é o coeficiente de calor por convecção,  $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ ;

$A_s$  é a área da superfície da transferência de calor,  $m^2$ ;

$T_s$  é a temperatura da superfície,  $^\circ C$ ;

$T$  é a temperatura do fluido suficientemente longe da superfície,  $^\circ C$ .

Toda essa conjugação entre velocidade, temperatura e a camada limite de velocidade limitada a partir da tensão de corte cria a relação de interesse para abordagem alternativa para verificação de transferência de calor por convecção no presente trabalho.

Outras particularidades e fundamentos acerca da velocidade do escoamento são tratados amplamente nesse trabalho. Eventuais generalizações e aproximações são mencionadas na definição do modelo computacional<sup>33</sup>.

## 2.6 Análise Térmica no Motor Elétrico

Conforme visto no capítulo anterior a transferência de calor no motor elétrico está relacionada com as propriedades físicas que ocorrem no seu interior.

Fisicamente a energia pode ser transferida de um corpo para o outro quando há diferença de temperatura entre eles por convecção, radiação e condução.

A radiação ocorre por meio de ondas eletromagnéticas, as quais se propagam

no vácuo e, portanto, é desnecessário o contato entre os corpos para que ocorra transferência de calor. Os corpos emitem radiações térmicas que são proporcionais à sua temperatura. Quanto maior a temperatura, maior a quantidade de calor que o objeto irradia.

Na condução as moléculas que constituem o corpo com maior temperatura são mais agitadas, as quais se chocam com outras de corpo mais frio, que estão menos agitadas. A energia propaga-se então em virtude da agitação molecular, sendo mais intensa, a presença de calor, em materiais que são melhor condutores e de forma mais rápida e eficiente do que estruturas análogas feitas com materiais de baixa condutividade térmica. A energia propaga-se então em virtude da agitação molecular. Essa agitação será transmitida de molécula para molécula até que todo o objeto tenda a um equilíbrio térmico.

Na convecção o corpo mais aquecido, tem maior expansão e fica menos denso, o que provoca o seu deslocamento para o exterior (superfície por exemplo), enquanto a parte mais fria e densa move-se para o interior. Esse fenômeno ocorre repetidamente até que se forme um movimento de convecção, que é ocasionado pela variação entre as densidades, fazendo com que o calor seja transferido para todo o fluido.

Média da temperatura pode expressar a troca do calor dos componentes sólidos (*design*) pelo ar (CEZÁRIO,2012).

O termo de convecção nas equações de Navier-Stokes é não linear, devido ao produto do gradiente de velocidade e por isso não é resolvido com um solucionador de equações lineares. Assim, é linearizado assumindo-se que o componente não linear é constante, tornando as equações lineares solucionáveis por solucionadores lineares. Todavia para levar em conta a não linearidade, a constante usada para modelar o componente não linear é recalculada e o processo é repetido.

A energia é perdida em forma de calor e ocorre através da elevação de temperatura.

As perdas Joule ocorrem diretamente proporcional à resistência e ao quadrado da corrente dos condutores do estator e barras e anéis do rotor.

As perdas no ferro ocorrem por correntes parasitas de *Foucault* (correntes parasitas) e histerese, devido a reorientação magnética na relação entre indução e campo.

As perdas mecânicas ocorrem, basicamente, devido ao sistema de ventilação e atrito nos mancais.

As perdas suplementares serão aquelas não classificáveis nas demais perdas e de difícil modelagem, efeito pelicular nos condutores, por adensamento de fluxo magnético, por alta frequência, etc.

A vida útil do motor elétrico pode estar ligada à fatores agressivos como umidade, vibração, umidade, pó e radiação. A sua eficiência dependerá também, principalmente, de suas perdas, o que pode levar a deterioração dos materiais do equipamento e aumento de custos de manutenção, até o comprometimento da sua vida útil.

Dentre os principais problemas causados estão a degradação do isolamento elétrico e aumento da frequência de relubrificação de mancais.

No isolamento a preocupação será principalmente entre fases, fundo e topo de ranhura, além de verniz entre camadas.

Na relubrificação a inadequação pode levar a paradas de funcionamento e danos mecânicos aos mancais.

## **2.7 Análise do Ruído em Motores**

Parte das perdas de motores elétricos se dão em forma de ruído. Embora essa perda seja pequena em relação às demais perdas, sua importância não deve ser desprezada devido aos danos ao ouvido humano por exposição prolongada (NAU, 1999).

A produção de motores é normatizada por padrões que contemplam limites sonoros aceitáveis para seu funcionamento. E portanto para além dos pontos mencionados nos tópicos anteriores o ruído também deve ser equacionado na etapa de projeto de um motor, sem prejuízo de elevação de temperatura e consequentemente, de sua eficiência.

A redução do ruído em motores elétricos passa pela identificação e otimização de design e logo deve ser corrigido, preferencialmente durante etapas de projeto.

A investigação da fonte de ruído deve ser desdobrada em cada uma das causas, sendo as principais em máquinas elétricas rotativas:

- a) o sistema de ventilação;
- b) a origem magnética;
- c) os rolamentos.

Sabe-se que o ruído devido ao sistema de ventilação é particularmente relevante em motores de 2 e 4 pólos. Em motores com maior quantidade de pólos, o circuito eletromagnético passa a ser relevante nesse aspecto. A velocidade do ventilador diminui com a velocidade do motor, que por sua vez é reduzido com o aumento da quantidade de pólos, logo, o ruído gerado por ele também diminui. Porém, com mais pólos a altura do garfo do estator será menor. A deformação de um núcleo de estator com uma forquilha fina é mais fácil e então o ruído gerado devido às forças eletromagnéticas é maior.

O desenvolvimento tecnológico dos motores elétricos alinhada a demandas do mercado leva a uma tendência de desenvolvimento de máquinas mais leves e baratas. Por conseguinte, há um aumento de densidade de corrente dos condutores e aumento da carga magnética. Um motor mais eficiente apresenta menos perdas e necessita de menor velocidade do ar, logo seu sistema de ventilação tende a ser mais silencioso.

Os sistemas de ventilação são geralmente a principal causa de ruído, principalmente em motores grandes.

O ruído é composto por inúmeras frequências, mas frequências discretas podem ocorrer devido aos efeitos do tipo sirene associados às lâminas, alta velocidade de fluxo, pulsação da pressão de ar e vibração da sua estrutura. A alta velocidade no deslocamento do ar próximo a elementos construtivos e pulsação à medida que cada lâmina passa pelo componente pode ocasionar ruído, podendo até mesmo ressoar. As frequências estarão relacionadas ao número de pás do ventilador<sup>3 4</sup>.

Para um ventilador radial acionado pelo eixo do motor em uma determinada velocidade, o ruído limitará o diâmetro do ventilador, mas o fluxo de volume de ar pode ser ajustado por meio do comprimento axial do ventilador ou otimizando o design da tampa defletora.

- Recomenda-se durante o projeto:
- Projetar um ventilador com diâmetro menor;
- Reduzir as perdas do motor para diminuir a necessidade de ventilação;
- Projetar uma cobertura de proteção final com menor perda de carga;
- Evitar componentes que causem mudanças repentinas na direção do fluxo de ar.

Recomenda-se durante a fabricação:

- Uniformidade do espaço aéreo (evitar excentricidade);
- Pressão adequada do estator para evitar o deslocamento relativo da laminação;
- Impregnação rígida dos enrolamentos;
- Bom equilíbrio do rotor e do ventilador;
- Lubrificação adequada dos rolamentos;
- Garantir que todas as peças estão bem montadas.

Algumas condições podem acentuar o ruído como:

- Sobrecarga e / ou sobretensão;
- Desalinhamentos e excentricidades;
- Ressonância com a base de montagem ou outras peças;
- Alto conteúdo harmônico da tensão de alimentação;
- Aplicação em acionamentos de velocidade ajustável;
- Falta de lubrificação.

Testes de espectro de frequência podem ser executados para investigar as causas do ruído e medidas ainda podem ser adotadas. Por exemplo:

- Se o aumento da temperatura estiver abaixo do limite da classe de isolamento, o ventilador poderá ser substituído por outro com diâmetro menor;
- Se o espaço permitir, a tampa da proteção de extremidade e o ventilador podem ser substituídos por uma tampa de proteção de extremidade ampliada e uma ventoinha de diâmetro menor e maior comprimento que produza o mesmo ar.
- Um motor maior, com área de resfriamento extra requer menos fluxo de ar para um determinado aumento de temperatura e, portanto, um ventilador menor pode ser usado.

### 3 METODOLOGIA

As simulações em *CFD* nesse estudo foram usadas como instrumento de alcance de valores ideais das variáveis pretendidas em consonância com a física concernente a esse objetivo. Definindo-se o modelo numérico de simulação para o

circuito de ventilação externa, a representação geométrica do equipamento e dos sistemas de ventilação do fluido, ratificou-se o tipo de simulação adequado e decidiu-se pela utilização do software comercial *Ansys CFX* para esse fim.

Etapas preparatórias, executórias e conclusivas acompanharam cada uma das fases das simulações até se atingir os resultados finais, para as análises propriamente ditas.

### 3.1 Modelo de Simulação do Circuito de Ventilação Externa

O modelo de um sistema descreve características e respostas do mundo real, às quais a representação do seu comportamento está limitado por condições pré-estabelecidas.

Uma teoria é muitas vezes uma declaração geral de princípios abstraída da observação e um modelo é uma representação de uma teoria que pode ser usada para previsão. (Dynamic Simulations of Electric Machinery: Using MATLAB/SIMULINK ONG, C., 1998, p. 1)

Uma simulação computacional emprega linguagens matemáticas para modelagem da interação de conjuntos de componentes, a fim de analisar funções de variáveis de interesse de entrada e saída.

O sistema em estudo é classificado pela abordagem a que se pretendeu o modelo, sendo compreendidos em forma precípua em particularidades mostradas na Tabela 1:

Tabela 1 – Definição do modelo matemático

| <b>Sistema</b>          | <b>Modelo</b>           |
|-------------------------|-------------------------|
| invariante no tempo     | invariante no tempo     |
| estacionário            | estacionário            |
| determinístico (causal) | determinístico (causal) |
| contínuo                | discreto                |

Se faz alusão a breves descrições dessa classificação como:

- Estacionário: valores das saídas não dependem de valores passados das entradas;
- Invariante no tempo: um atraso ou adiantamento de tempo na entrada provoca igual deslocamento na saída;

- Determinístico (causal): o resultado é pré-determinado em função dos dados de entrada;
- Discreto: depende de variáveis que assumem valores discretos em um domínio de valores finitos;
- Contínuo: depende de variáveis que assumem valores contínuos.

Consignado ao circuito de ventilação externa do motor serão instadas as construções de várias partes constituintes do modelo, perpassando pelas especificações de turbulência, pelo escoamento próximo à parede, conversão de energia mecânica em energia térmica e convergência, ressaltando etapas integrantes ao modelo, como geometria e malha, que serão trazidas separadamente em itens posteriores.

### 3.1.1 Modelo de Turbulência

A seguir são percorridas partes relevantes das características de turbulência envolvidas no modelo a partir do qual Cezário (2012) faz uma detalhada explanação sobre o modelo de turbulência aplicado. São apresentadas formulações inerentes ao equacionamento físico do problema e as passagens matemáticas ao seu encontro.

Em princípio, resolver as equações de Navier-Stokes numericamente, de forma direta, i.e. por Direct Numerical Simulation (DNS), implicaria prescindir de modelos para calcular amplas escalas de turbulência no espaço e no tempo. Isso incluiria movimentos com grande quantidade de energia cinética dentro de microescalas de Kolmogorov até a Integral Length Scale  $L$ . Junte-se a essas condições, a estimativa de que a quantidade de pontos de flutuação é proporcional à quantidade de timesteps e à quantidade de nós da malha, o qual aumenta com o cubo do número de Reynolds. Devido a isso, o custo computacional envolvido para essa solução é alto, haja vista envolver a discretização de pequenas variações, considerando vorticidade e estado transiente, em problemas numéricos 3D, inclusas nas faixas das escalas supracitadas. Atualmente, ainda, o esforço de processamento tal como se faz necessário nessa abordagem, ainda, geralmente, excede a viabilidade do recurso computacional destinado a essas aplicações na indústria<sup>43</sup>.

Nesse caso existem dois modelos computacionais alternativos, sendo *Large Eddy Simulation (LES)* e *Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS)*.

O modelo de simulação numérica *LES* se constitui por abordar grandes escalas, no qual é resolvida a parte turbulenta do fluxo, considerando o regime

transiente e em três dimensões. As discretizações utilizadas nesse modelo são empregadas apenas em vórtices maiores, os quais estão intensamente associados com o fluxo médio e possuem a maior parte da energia e seus próprios efeitos, porém, não se dá de forma completa. Já as escalas menores são aproximadas por um modelo algébrico trivial.

O modelo de simulação numérica *RANS* é usado para descrever fluxos turbulentos, no qual são resolvidas, de modo aproximado, as equações de Navier-Stokes, através da média de valores no tempo e desvios padrões das variáveis do fluxo, com importante redução de tempo de processamento.

A partir da equação de Reynolds é dado o correto tratamento estatístico ao modelo *RANS* pela Decomposição de Reynolds. Tal conceito estabelece uma formulação para representação matemática da separação das equações instantâneas de Navier-Stokes em contribuições do componente médio no tempo com comportamento bem definido e contribuições do componente flutuante com comportamento complexo. As perdas de informações das dinâmicas dos fluxos turbulentos oriundas da média estatística, em curtas variações temporais, são acrescentadas ao modelo de forma semi-empírica. Dessa forma os efeitos sem frequências elevadas são efetivamente resolvidos.

A decomposição das variáveis instantâneas do fluxo em regime permanente é dada por:

$$\phi(x, t) = \bar{\phi}(x) + \phi'(x, t) \quad (3.1)$$

Onde:

$\bar{\phi}$  é o valor médio estacionário, pelo tratamento estatístico;

$\phi'$  é a componente flutuante.

Sendo a média no tempo de uma variável turbulenta:

$$\bar{\phi}(x) \equiv \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{1}{2t} \int_{-t}^t \phi(x, t) dt \quad (3.2)$$

Onde:

$t$  é o tempo para que o comportamento estacionário do fluxo seja descrito pela média.

A partir da média temporal da decomposição, na equação 3.2, e do conceito de média tem-se que:

A média da variação instantânea será igual a zero:

$$\bar{\phi}' = 0 \quad (3.3)$$

A média das variáveis média será a variável média:

$$\bar{\bar{\phi}} = \bar{\phi} \quad (3.4)$$

A demonstração detalhada da obtenção do componente médio estacionário da equação de Reynolds, pelo processo estatístico que recebe, será dada para a representação da velocidade do fluxo de fluidos newtonianos incompressíveis pela equação de Navier-Stokes.

O princípio da conservação da massa é dado pela equação da continuidade como:

$$\frac{\partial(u_i)}{\partial x_i} \quad (3.5)$$

O princípio da conservação da quantidade de movimento linear, desprezando as forças de corpo, é dado pela equação de Navier-Stokes como:

$$\rho \left( \frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} \quad (3.6)$$

Onde  $\sigma_{ij}$  é o tensor tensão.

Tem-se que o tensor tensão é:

$$\sigma_{ij} = -p\delta_{ij} + \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.7)$$

Onde:

$\rho$  é a massa específica constante;

$p$  que é igual a  $p(x, t)$  é a pressão;

$\mu$  é a viscosidade dinâmica;

$u_i$  que é igual  $u_i(x, t)$  é a componente da velocidade instantânea na direção  $i$ ;

$\delta_{ij}$  é o operador de Kronecker  $\delta_{ij} = \begin{cases} \delta_{ij} = 0 & \text{para } i \neq j \\ \delta_{ij} = 1 & \text{para } i = j \end{cases}$

Da Decomposição de Reynolds para os termos  $u_i$  e  $p$  das equações de Navier-Stokes:

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (3.8)$$

$$p = \bar{p} + p' \quad (3.9)$$

Da média da equação da continuidade, as condições são satisfeitas, sendo a média da derivada espacial da velocidade igual a derivada espacial da média da velocidade, assumindo, extensa o bastante, uma média pela integração no tempo em um dado intervalo:

$$\overline{\frac{\partial u_i}{\partial x_i}} = \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.10)$$

Pela equação da continuidade a equação de Navier-Stokes na forma conservativa é dada por:

$$\rho \left[ \frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial (u_i u_j)}{\partial x_j} \right] = \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} \quad (3.11)$$

Da média temporal da Equação de Navier-Stokes:

$$\overline{\rho \left( \frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial (u_i u_j)}{\partial x_j} \right)} = \frac{\partial \bar{\sigma}_{ij}}{\partial x_j} \rightarrow \rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial \bar{\sigma}_{ij}}{\partial x_j} \quad (3.12)$$

Sendo o primeiro termo igual a zero devido a média de  $\bar{u}_i$  ser constante, ou estar regime permanente:

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} = 0 \quad (3.13)$$

A condição inicial para definir a correlação entre as velocidades  $\bar{u}_i \bar{u}_j$  é dada por:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) &= \frac{\partial}{\partial x_j} [\rho (\bar{u}_i + u'_i)(\bar{u}_j + u'_j)] \\ &= \frac{\partial}{\partial x_j} [\rho (\bar{u}_i \bar{u}_j + \bar{u}_i u'_j + u'_i \bar{u}_j + u'_i u'_j)] \end{aligned} \quad (3.14)$$

Pela média temporal da equação anterior:

$$\overline{\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j)} = \overline{\frac{\partial}{\partial x_j} [\rho (\bar{u}_i \bar{u}_j + \bar{u}_i u'_j + u'_i \bar{u}_j + u'_i u'_j)]} \quad (3.15)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} [\rho (\bar{u}_i \bar{u}_j + \overline{\bar{u}_i u'_j} + \overline{u'_i \bar{u}_j} + \overline{u'_i u'_j})] \quad (3.16)$$

Quatro termos de correlação temporal são extraídos da equação:

$$\bar{u}_i \bar{u}_j, \overline{\bar{u}_i u'_j}, \overline{u'_i \bar{u}_j}, \overline{u'_i u'_j} \quad (3.17)$$

Como não há dependência temporal com  $\bar{u}_i(x)$ , logo:

$$\overline{\bar{u}_i \bar{u}_j} = \bar{u}_i \bar{u}_j \quad (3.18)$$

A média das flutuações é zero, portanto:

$$\overline{\bar{u}_i u'_j} = \bar{u}_i \overline{u'_j} = 0 \quad (3.19)$$

$$\overline{u'_i \bar{u}_j} = \overline{u'_i} \bar{u}_j = 0 \quad (3.20)$$

Sendo os fatores  $u'_i$  e  $u'_j$  dependentes do tempo, o seu produto não é nulo.

$$\overline{u'_i(x, t) u'_j(x, t)} \neq 0 \quad (3.21)$$

A partir do resultado dado pela média temporal das equações 135 e 136 e das últimas quatro considerações das linhas dedutivas anteriores, será:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \overline{u_i u_j}) = \frac{\partial}{\partial x_j} [\rho (\bar{u}_i \bar{u}_j + \overline{u'_i u'_j})] \quad (3.22)$$

A Decomposição de Reynolds é obtida aplicando-se a equação anterior na equação 3.12 dada pela média temporal de Navier-Stokes, que resulta nas *RANS*:

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} [\bar{\sigma}_{ij} - \rho \overline{u'_i u'_j}] \quad (3.23)$$

A diferença entre a equação anterior e a equação de Navier-Stokes para fluxo estacionário é a componente turbulenta do fluxo médio:

$$\overline{u'_i(x, t) u'_j(x, t)} \quad (3.24)$$

A turbulência é dada pela presença da tensão de Reynolds, composta por tensões adicionais  $\overline{\rho u'_i u'_j}$  e a tensão viscosa  $\bar{\sigma}_{ij}$ , que descreve o transporte médio da

quantidade de movimento devido às flutuações de velocidade:

$$\tau_{ij} = \bar{\sigma}_{ij} - \rho \overline{u'_i u'_j} \quad (3.25)$$

Acrescentando um componente de variação da quantidade de movimento linear médio, por unidade de massa, no tempo, é possível ampliar a aplicação dessa equação a um fluxo médio transiente.

Tendo em vista que o tensor de Reynolds é de segunda ordem e simétrico, como:

$$\overline{u'_i u'_j} = \overline{u'_j u'_i} \quad (3.26)$$

O número de incógnitas produzidas pela média da equação de Navier-Stokes é superior ao número de equações:

$$\overline{u'_1 u'_1}, \overline{u'_2 u'_2}, \overline{u'_3 u'_3}, \overline{u'_1 u'_2}, \overline{u'_1 u'_3}, \overline{u'_2 u'_3} \quad (3.27)$$

Isso implica em um sistema indeterminado.

Para essa solução o conceito de Boussinesq é trazido, modelando as tensões de Reynolds analogamente à viscosidade molecular, fazendo com que os efeitos das tensões turbulentas fossem relacionados às tensões viscosas na deformação do fluxo médio e no transporte da quantidade de movimento.

Ou seja, ação da turbulência no comportamento do fluxo de dimensão  $\mathbb{R}$  de uma placa infinita é:

$$-\rho \overline{u'_i(x,t) u'_j(x,t)} = \mu_t \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \quad (3.28)$$

Onde:

$\mu_t$  é a viscosidade turbulenta.

Como a viscosidade turbulenta é uma característica do fluxo, a partir de Komolgrov foi adaptado o modelo à física intrínseca ao fenômeno, sendo o tensor de Reynolds:

$$-\overline{\rho u'_i(x,t)u'_j(x,t)} = \mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (3.29)$$

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i(x,t)u'_i(x,t)} \quad (3.30)$$

Onde,

$\delta_{ij}$  representa o delta de Kronecker;

$k$  é a energia cinética turbulenta por unidade de massa dada por.

Em diversos campos, sejam de cunho de pesquisa ou pertencente a outra variedade corporativa, existem diversos modelos de turbulência disponíveis para uso a depender da intenção para o que se cogitar aplicar. Tendo sido esses, também por essa razão, aprimorados por processos empíricos.

O modelo de turbulência  $k - \varepsilon$  desenvolvido parcialmente de forma empírica, baseado nas equações de transporte para a energia cinética turbulenta,  $k$ , e sua taxa de dissipação,  $\varepsilon$ . É indicado somente para escoamentos totalmente turbulentos, sendo desconsiderada a ação da viscosidade molecular. O mesmo pode ser limitado para curvaturas em linhas de corrente (*streamlines*), diante de gradientes de pressão contrários, com zonas de separação, jatos e em efeitos de campos de força. Tem-se que sua equação de transporte é:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j k)}{\partial x_j} = P_k - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (3.31)$$

E:

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{u}_j\varepsilon)}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) \quad (3.32)$$

Com:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (3.33)$$

$$\Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (3.34)$$

Onde:

$C_{\varepsilon 1}$  é constante;

$C_{\varepsilon 2}$  é constante;

$\sigma_\varepsilon$  é constante;

$\sigma_k$  é constante.

$$P_k = \mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \quad (3.35)$$

Onde:

$P_k$  é a geração de energia cinética turbulenta devido aos gradientes da velocidade média.

Da viscosidade turbulenta, obtém-se o valor de  $k$  e  $\varepsilon$ , os combinando.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.36)$$

Onde:

$C_\mu$  é uma constante.

Calculam-se as tensões de Reynolds a partir da equação:

$$\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (3.37)$$

Os valores das constantes são:

$$C_{\varepsilon 1} = 1.44 \quad C_{\varepsilon 2} = 1.92 \quad C_\mu = 0.09 \quad \sigma_k = 1.00 \quad \sigma_\varepsilon = 1.30$$

O Modelo de Turbulência k- $\omega$  é baseado nas equações de transporte para a energia cinética turbulenta, k, e sua taxa de dissipação,  $\omega$ . É indicado para o tratamento de fluxo próximo à parede e para baixos números de Reynolds, mas fornece solução analítica também para a região logarítmica. Por não utilizar *damping functions*, atinge respostas mais acuradas. O mesmo pode não ser eficaz às variações em condições de corrente livre, quando pequenas oscilações de  $\omega$ , nas condições de fronteira de entrada, resultam diferenças consideráveis. Tem-se que a equação de transporte é:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j k)}{\partial x_j} = P_k - \beta' \rho \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (3.38)$$

e

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j \omega)}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) \quad (3.39)$$

com:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (3.40)$$

$$\Gamma_{\omega} = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega}} \quad (3.41)$$

Onde:

$\beta'$  é constante;

$\alpha$  é constante;

$\beta$  é constante;

$\sigma_k$  é constante;

$\sigma_{\omega}$  é constante.

$$P_k = \mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \quad (3.42)$$

Onde:

$P_k$  é a geração de energia cinética turbulenta devido aos gradientes da velocidade média.

Da viscosidade turbulenta, obtém-se o valor de  $k$  e  $\omega$ , os combinando.

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (3.43)$$

Os valores das constantes são:

$$\beta' = 0.99 \quad \alpha = 5/9 \quad \beta = 3/40 \quad \sigma_k = 2.0040 \quad \sigma_{\omega} = 2.00$$

O Modelo de Turbulência *Shear Stress Transport* (SST) é uma variação do modelo Baseline k- $\omega$  (BSL k- $\omega$ ), após a adesão de um limitador de valores que ultrapassam a tensão de cisalhamento para o valor da viscosidade turbulenta no ponto de separação do fluxo em uma superfície lisa, na camada limite, e é constituído pelos modelos k- $\epsilon$  e k- $\omega$ . É indicado para aplicação das equações de transporte k- $\omega$  utilizadas na região próxima à parede e equações transformadas de transporte para k- $\epsilon$  na região externa. Tem-se que a equação de transporte é:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j k)}{\partial x_j} = \tilde{P}_k - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (3.44)$$

e

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{u}_j\omega)}{\partial x_j} = \frac{\gamma}{V_t} P_k - \beta\rho\omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial\omega}{\partial x_j} \right) + (1 - F_1) 2\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial\omega}{\partial x_j} \quad (3.45)$$

Com

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (3.46)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (3.47)$$

$$P_k = \tau_{ij} + \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \quad (3.48)$$

$$\tilde{P}_k = \min (P_k; c_1 \varepsilon) \quad (3.49)$$

Onde:

$\emptyset_1$  é o coeficiente que representa qualquer constante do modelo k- $\omega$  ( $\sigma_{k1}, \dots$ );

$\emptyset_2$  é o coeficiente que representa qualquer constante do modelo k- $\varepsilon$  ( $\sigma_{k2}, \dots$ );

$\emptyset$  é o coeficiente que representa a constante correspondente do novo modelo ( $\sigma_k, \dots$ ).

$$\emptyset = F_1 \emptyset_1 + (1 - F_1) \emptyset_2 \quad (3.50)$$

Os valores padrões para os coeficientes do modelo k- $\omega$  são:

$$\sigma_{k1} = 2.00 \quad \sigma_{\omega 1} = 2.00 \quad k = 0.41 \quad \gamma_1 = 0.5532 \quad \beta_1 = 0.0750 \quad \beta^* = 0.09$$

$$c_1 = 10$$

Os valores padrões para os coeficientes do modelo k- $\varepsilon$  são:

$$\sigma_{k2} = 1.00 \quad \sigma_{\omega 2} = 1.168 \quad k = 0.41 \quad \gamma_2 = 0.4403 \quad \beta_2 = 0.0828 \quad \beta^* = 0.09$$

Sendo  $F_1$  dado por:

$$F_1 = \tanh (arg_1^4) \quad (3.51)$$

Em que  $arg_1$  é dado por:

$$arg_1 = \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}; \frac{500v}{y^2 \omega} \right); \frac{4\rho \sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \quad (3.52)$$

E  $CD_{k\omega}$  é dado por:

$$CD_{k\omega} = \max \left( 2\rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}; 10^{-10} \right) \quad (3.53)$$

Da viscosidade turbulenta tem-se que:

$$\mu_t = \rho \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega; \sqrt{2} S F_2)} \quad (3.54)$$

Onde:

$a_1$  é constante com valor 0.31.

Sendo  $F_2$  dado por:

$$F_2 = \tanh (arg_2^2) \quad (3.55)$$

Em que  $arg_2$  é dado por:

$$arg_2 = \max \left( 2 \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}; \frac{500v}{y^2 \omega} \right) \quad (3.56)$$

E  $v_t$  e  $\tau_{ij}$  são dados por:

$$v_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega; \Omega F_2)} \quad (3.57)$$

$$\tau_{ij} = \mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (3.58)$$

### 3.1.2 Escoamento Próximo à Parede

A definição do correto modelo numérico próximo a paredes em um escoamento turbulento impactará na acurácia dos valores de tensão de cisalhamento e análises como transferência de calor, por exemplo.

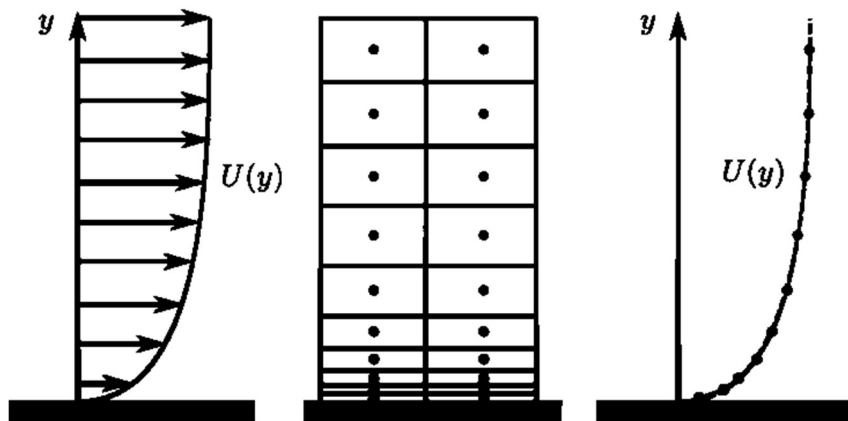


Figura 27 – Velocidade Próximo a Parede para uma Malha Fina  
Fonte: Adaptado de Fluid Mechanics 101

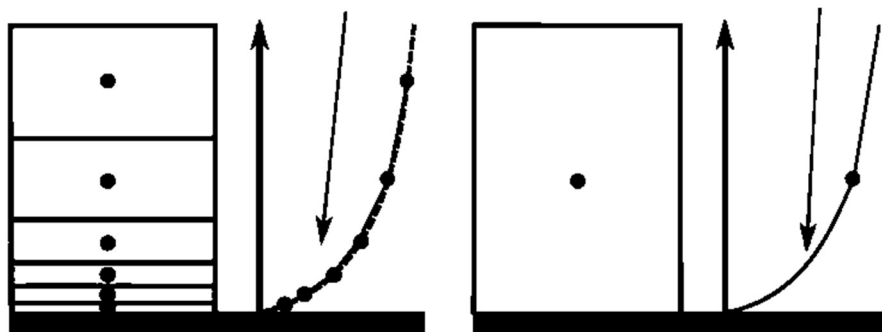


Figura 28 – Modelo Não Linear a esquerda e modelo linear a direita  
Fonte: Adaptado de Fluid Mechanics 101

A região próxima à parede é composta de diferentes camadas:

- Na subcamada laminar a viscosidade molecular é mais relevante no transporte de quantidade de movimento.
- Na camada de buffer a viscosidade molecular e a turbulência são relevantes no transporte de quantidade de movimento.
- Na camada logarítmica a turbulência é mais relevante no transporte de quantidade de movimento.

O método de função de parede e o método de baixo número de Reynolds são os dois tipos de tratamento numérico normalmente empregados nessa região.

No método de função de parede, através de grades numéricas com menor resolução próximo à parede, as equações do modelo numérico teórico de viscosidade molecular na subcamada laminar são preteridas por equacionamento realizado por processos empíricos, abdicando da possibilidade de solução de gradientes muito grandes na região.

No método de baixo número de Reynolds, através de alta resolução da grade numérica próxima à parede, as variáveis são calculadas com a possibilidade de ocorrência de grandes gradientes próximo à parede e a informação é tomada de forma mais precisa.

A velocidade tangencial próxima da parede possui relação logarítmica à tensão de cisalhamento na parede,  $\tau_w$ . Os nós da primeira linha da grade numérica mais próximos à parede estão localizados na região da camada logarítmica e o refino da grade próxima à parede não pressupõe necessariamente otimização do resultado, já que uma maior resolução da grade poderá colocar a primeira linha de nós, próxima à parede, na subcamada laminar, induzindo a análises de  $u_\tau$  incorretas.

Nas Funções de Parede Escaláveis o limite inferior do valor de  $y^*$  utilizado é de 11.067. Esse valor refere-se ao posicionamento limiar entre a subcamada laminar e camada logarítmica, fazendo com que todos os nós da malha não sejam colocados na subcamada laminar e alguma possível instabilidade numérica provocada por maiores resoluções da grade seja mitigada.

Tem-se que a velocidade próxima a parede é:

$$u^+ = \frac{U_t}{u_\tau} = \frac{1}{k} \ln(y^+) + C \quad (3.59)$$

Onde:

$u_\tau$  corresponde à velocidade de atrito na parede;

$U_t$  é a velocidade tangente à parede a uma distância  $Dy$  da parede;

$y^+$  é uma distância adimensional da parede;

$K$  é a constante de Von Karman;

$C$  é constante da região logarítmica que depende da rugosidade da parede.

Tem-se que a velocidade de atrito é:

$$u_t = \left( \frac{\tau_\omega}{\rho} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.60)$$

O parâmetro  $y^+$ , adimensional, é dado por:

$$y^+ = \frac{\rho \Delta y u_\tau}{\mu} \quad (3.61)$$

Para impedir que a equação se torne singular no ponto de separação, quando a velocidade de atrito tende a zero, é utilizada outra escala de velocidade,  $u^*$ , em substituição à velocidade próxima a parede, devido a forma com que a energia cinética turbulenta irá se comportar, não atingindo o valor zero:

$$u^* = C_\mu^{\frac{1}{4}} k^{\frac{1}{2}} \quad (3.62)$$

Onde:

$C_\mu$  é uma constante.

$$u_\tau = \frac{U_t K}{\ln(y^*) + C} \quad (3.63)$$

$$y^* = \frac{\rho u^* \Delta y}{\mu} \quad (3.64)$$

Logo tem-se o valor absoluto de  $\tau_\omega$ :

$$\tau_\omega = \rho u^* u_\tau \quad (3.65)$$

O processo empírico utilizado pelas Funções de Parede para a subcamada laminar pode gerar erros da ordem de 10%, se escoamentos com baixos números de Reynolds forem pretendidos. Todavia os modelos de baixo número de Reynolds baseados em  $k$ - $\varepsilon$  ainda possuem alto custo computacional para atender a  $y^*$  inferior a 0.2. A partir disso surge a importância do Tratamento Automático de Parede para Modelos Baseados em Omega, onde é posta a tensão de cisalhamento na parede relacionando-a à velocidade nos pontos de integração do volume de controle, variando gradativamente entre modelos de equações  $\omega$  para subcamada laminar e  $\varepsilon$  para densidade de malha. É estabelecido fluxo zero para  $k$ , satisfazendo essa condição com baixo número de Reynolds no limite da camada logarítmica. Logo, é concebida uma função de mistura, dependente do parâmetro  $y^+$ , tendo-se assim uma solução com maior robustez para a região próxima a parede e menor custo computacional do que o modelo  $k$ - $\omega$ .

Tem-se que as equações de  $\omega$  são:

$$\omega_{scl} = \frac{6\nu}{0.075y^2} \quad (3.66)$$

$$\omega_{log} = \frac{1}{0.3} \frac{u_\tau}{y} \quad (3.67)$$

Onde:

$\omega_{scl}$  é a equação para subcamada laminar;

$\omega_{log}$  é a equação para a região próxima a parede.

As equações colocadas em função de  $y^+$ , através de função de interpolação para atenuar a comutação será:

$$\omega_{ts}(y^+) = \left\{ [\omega_{scl}(y^+)]^2 + [\omega_{log}(y^+)]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3.68)$$

Onde:

$\omega_{ts}$  é a equação de transição.

A função de interpolação para o perfil de velocidade da região próximo a parede será:

$$u_\tau = \left[ \left( \frac{u_\tau}{scl} \right)^4 + \left( \frac{u_\tau}{log} \right)^4 \right]^{\frac{1}{4}} \quad (3.69)$$

Um modelo de turbulência adequado, que contemple abordagem por baixo número de Reynolds, deve prever o controle da distância entre a parede e a primeira camada da malha, definida pelo conjunto dos primeiros nós que a constitui, assim como a quantidade mínima de camadas dessa grade dentro da camada limite. A administração do parâmetro  $y^+$ , a fim de garantir um bom refinamento nessa região, corrobora nesse sentido. Contudo esse parâmetro é uma função de variáveis físicas oriundas do escoamento e por esse motivo só se torna de fato notório após a convergência da simulação, quando então está calculada a tensão de cisalhamento e se conhece a camada limite<sup>29</sup>.

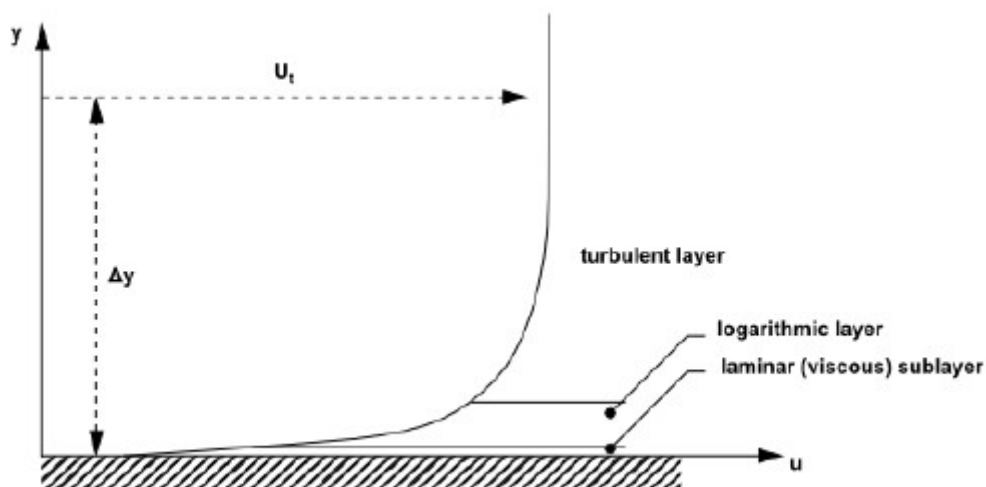


Figura 29 – Camada Limite  
Fonte: Manual do Usuário do CFX

$$y^+ = \left[ \frac{\left( \rho^2 \cdot Cmu^{\frac{1}{2}} \cdot K \right)^{\frac{1}{2}}}{\nu} \right] \cdot y \quad (3.70)$$

Onde:

$Cmu$  é a constante do modelo;

$K$  é a Energia Cinética;

$\rho$  é a densidade;

$y$  é a distância do primeiro nó para a parede;

$\nu$  é a viscosidade cinemática.

É definido o que pode ser uma configuração inicial da malha para a distância do primeiro nó, seguindo o procedimento indicado para tratamento automático de parede. Entretanto, vale ressaltar que essa previsão se torna ainda mais dificultada ou até mesmo inviável a depender da complexidade da geometria.

Para prever a espessura da camada limite no escoamento totalmente turbulento, iniciando pelo número de Reynolds para uma placa plana, tem-se que:

$$Re_L = \frac{\rho U_{\infty} L}{\mu} \quad (3.71)$$

Onde:

$Re_L$  é o número de Reynolds;

$\rho$  é a densidade;

$L$  é o comprimento característico (é admitido o raio do ventilador no caso em estudo);

$\mu$  é a viscosidade dinâmica;

$U_{\infty}$  é a velocidade característica.

A velocidade é dada por:

$$U_{\infty} = \omega_p R \quad (3.72)$$

Onde:

$\omega_p$  é velocidade periférica do ventilador;

$R$  é o raio do ventilador

A correlação para o coeficiente de atrito na parede corresponde à distância ao longo da placa partindo da borda de ataque:

$$c_f = 0.0025 Re_L^{-\frac{1}{7}} \quad (3.73)$$

Onde:

$c_f$  é a correlação para o coeficiente de atrito.

Tem-se que o parâmetro é:

$$y^+ = \frac{\Delta y u_{\tau}}{\nu} \quad (3.74)$$

Onde:

$\Delta y$  é a distância entre a parede e o primeiro nó normal da malha a parede;

$u_{\tau}$  é a velocidade de atrito na parede, ou velocidade característica de um escoamento turbulento para uma dada tensão de cisalhamento.

Do conceito de coeficiente de atrito têm-se em termos de  $\tau_{\omega}$  e  $u_{\tau}$ :

$$cf = 2 \frac{\rho u_{\tau}^2}{\rho U_{\infty}^2} = 2 \left( \frac{u_{\tau}}{U_{\infty}} \right)^2 \quad (3.75)$$

Eliminando a os termos que se repetem em ambos os lados da equação e substituindo a velocidade de atrito na equação anterior:

$$\Delta y = y^+ \sqrt{\frac{2}{c_f} \frac{v}{U_\infty}} \quad (3.76)$$

Substituindo a correlação para o coeficiente de atrito tem-se a equação para um dado  $y^+$ :

$$\Delta y = Ly^+ \sqrt{80 Re_L}^{\frac{1}{14}} \frac{1}{Re_L} \quad (3.77)$$

ou

$$\Delta y = Ly^+ \sqrt{80 Re_L}^{\frac{13}{14}} \quad (3.78)$$

Logo para essa previsão, será dada por:

$$\delta = 0.035 L Re_L^{\frac{1}{7}} \quad (3.79)$$

### 3.1.3 Conversão de Energia Mecânica em Energia Térmica

A conversão de energia mecânica em energia térmica por dissipação viscosa de um fluido incompressível em um fluxo unidimensional de Poiseuille entre duas placas planas, laminar e totalmente desenvolvido, movido por um gradiente de pressão, quando houver gradiente de velocidade na direção  $y$ , será dado por (CEZÁRIO,2012):

$$\rho \left( \underbrace{\frac{\partial u}{\partial t}}_{=0} + u \underbrace{\frac{\partial u}{\partial x}}_{=0} + v \underbrace{\frac{\partial u}{\partial x}}_{=0} \right) = \underbrace{\rho g_x}_{=0} - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \underbrace{\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}}_{=0} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (3.80)$$

Tem-se que:

$$0 = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (3.81)$$

Manipula-se a equação anterior, multiplicando a mesma por  $u$ , para chegar a equação de energia mecânica da seguinte forma:

$$0 = -u \frac{\partial p}{\partial x} + \mu u \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (3.82)$$

Tendo-se que a variação de  $u$  tem-se que:

$$0 = -\frac{\partial}{\partial x}(pu) + \mu u \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (3.83)$$

Incluindo a densidade na primeira parcela e expandindo a segunda, ao lado direito da equação, tem-se que:

$$0 = -\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{pu\rho}{\rho}\right) + \mu u \frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{\partial u}{\partial y}\right) \quad (3.84)$$

Onde:

$\rho$  é a densidade.

É aplicada a identidade da diferenciação do produto à segunda parcela, tendo:

$$\frac{\partial}{\partial y}\left(u \frac{\partial u}{\partial y}\right) = u \frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{\partial u}{\partial y}\right) + \left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)^2 \quad (3.85)$$

Organizando a equação 3.84 com o arranjo a obtido da equação 3.85 tem-se a equação da conservação da energia mecânica no escoamento de Poiseuille, considerando a variação da energia cinética e potencial nulas:

$$0 = -\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{pu\rho}{\rho} \right) + \mu \left[ \frac{\partial}{\partial y} \left( u \frac{\partial u}{\partial y} \right) - \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (3.86)$$

Sendo:

O primeiro termo a potência de compressão líquida sobre o fluido no fluxo;

O segundo termo a potência líquida relacionada às forças de cisalhamento;

O terceiro termo a dissipação de energia mecânica por efeitos viscosos.

Tendo a equação da energia, abaixo:

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho h)}_{=0} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u h) + \underbrace{\frac{\partial}{\partial y}(\rho v h)}_{=0} = k \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \frac{\partial}{\partial x}(\tau_{xx} u) + \frac{\partial}{\partial y}(\tau_{yx} u) \quad (3.87)$$

Tendo que o primeiro e o terceiro termo ao lado esquerdo da equação são iguais a zero, e que o segundo e terceiro termos ao lado direito da equação são expandidos, logo:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u h) = k \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( 2\mu \underbrace{\frac{\partial u}{\partial x}}_{=0} \right) u \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial y} \underbrace{\frac{\partial v}{\partial x}}_{=0} \right) \mu u \right] \quad (3.88)$$

Onde:

$h$  é a entalpia.

A entalpia é dada por:

$$h = e + \frac{p}{\rho} \quad (3.89)$$

Onde:

$e$  é a energia interna.

A energia interna para um gás perfeito é dada por:

$$de = c_v dT \quad (3.90)$$

Tem-se que a equação será:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u c_v T) + \frac{\partial}{\partial x}\left(\rho u \frac{p}{\rho}\right) = k \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right) \mu u \right] \quad (3.91)$$

Logo, pela diferença entre as equações 3.85 e 3.91, a equação da energia térmica será:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u c_v T) = k \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \quad (3.92)$$

Sendo:

O primeiro termo do lado esquerdo da equação o fluxo de calor líquido por advecção na direção  $x$ ;

O primeiro termo do lado direito da equação o fluxo de calor líquido por condução de calor na direção  $x$ ;

O segundo termo do lado direito da equação o fluxo de calor líquido por condução de calor na direção  $y$ ;

O terceiro termo do temo do lado esquerdo da equação a conversão de energia mecânica em energia térmica por dissipação viscosa.

Em um escoamento turbulento no  $\mathbb{R}^3$ , devido ao gradiente local de velocidade, existirá energia térmica por dissipação viscosa local em 3D, considerando o regime transitório, correspondente a diferentes comprimentos.

### 3.1.4 Crêterios de Convergência

No regime estacionário a velocidade do escoamento   constante em um dado ponto no espaço, mas pode ser variável entre diferentes pontos do espaço, ao longo do tempo. Portanto a velocidade nesse regime será independente do tempo e será função das coordenadas do sistema que a representa no espaço. Isso o diferencia do regime transiente no qual a velocidade assume diferentes valores no tempo em um mesmo ponto e entre diferentes pontos.

Uma simulação converge a medida que os erros ou resíduos das equações são reduzidos *pari passu* ao seu processo iterativo, até que a soma dos mesmos seja inferior   tolerância pré-definida, ou, a depender, até que algo que represente essa convergência seja conferido.

O Número de Courant-Friedrichs-Levy (C)   usado em um método padrão, para permitir estabelecer a condição para que a estabilidade da solução seja apreciada, determinando o *timestep*, através da variação de comprimento ao longo do elemento (aresta) pela variação de tempo (*timestep*).

$$L = u \frac{\Delta t}{\Delta x} \quad (3.93)$$

Onde:

$u$  é a maior componente de velocidade em uma dada célula;

$\Delta t$    o *timestep*;

$\Delta x$    a largura da célula na direção  $u$ .

Na solução incorrerá a determinação de gradientes entre células adjacentes e serão considerados métodos explícitos e implícitos.

Métodos explícitos resolverão o estado do sistema em um tempo posterior ao tempo atual do sistema, logo o *timestep* deve ser pequeno o bastante para que o valor que uma variável possa assumir não seja propagado totalmente em células adjacentes e, portanto, inferior a 1.

Métodos implícitos resolvem o estado do sistema contemplando os tempos atual e posterior do sistema, por isso é recomendável que seja também inferior a 1, embora autores possam defender exceções (Hervouet, 1996).

O método usado com Courant para malhas não estruturadas,   rediscutida em

Bates et al. (2005). Os *timesteps* podem variar com a solução levando em conta condições:

- Os *timesteps* poderão ser aumentados para um tempo mais curto de simulação, quando os *timesteps* forem baixos.
- Os *timesteps* poderão ser reduzidos vislumbrando variações não físicas por difusão numérica, quando os gradientes forem altos.

Ainda acerca da solução em métodos numérico, a relaxação é um conceito importante. Trata-se de um processo iterativo para solucionar sistemas de equações, lineares e não-lineares, constituindo o intervalo de tempo que o sistema requer para alcançar um equilíbrio, i.e., ampliar a taxa de convergência retardando a taxa em que ocorre variação de valores das variáveis no decorrer das iterações. No que se refere a convergência do modelo então, isso deverá ser considerado.

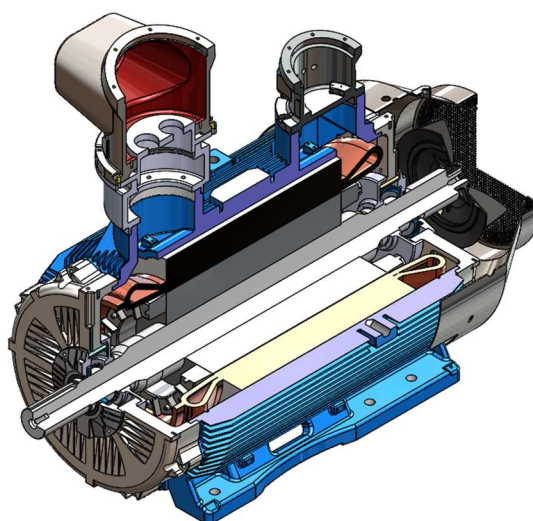
No caso da solução de uma equação de conservação há o acréscimo de um termo fonte à equação de volume finito:

- Aumentando o *pseudo-timestep* em relação ao *timestep*, a taxa de variação da solução é desacelerada e a quantidade de iterações é maior.
- Diminuindo o *pseudo-timestep* em relação ao *timestep*, a taxa de variação da solução é acelerada e a quantidade de iterações é menor.

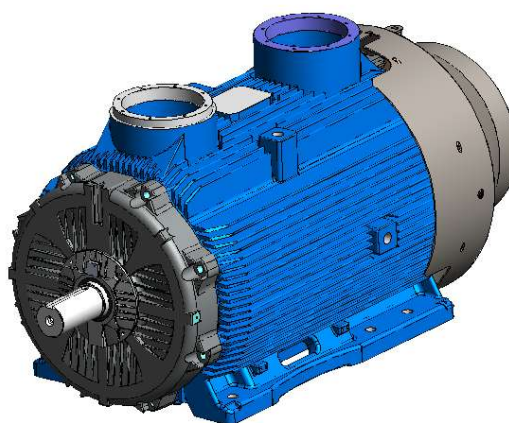
Haverá, portanto, um controle da relaxação para iniciar uma tendência de convergência (podendo não ser sistematicamente e para muitas variáveis), mas também para evitar que a convergência nunca seja atingida.

### 3.2 Geometria e Simplificações

As geometrias do motor com as partes que o compõe, utilizadas neste trabalho, incluindo os diferentes ventiladores e carcaças, foram adquiridas através de arquivos de projetos da WEG.



(a)



(b)

Figura 30 – Montagem da geometria usada para o modelo: (a) corte da montagem completa e (b) montagem com as parte utilizadas

Fonte: Adaptado de arquivos de projetos da WEG.

No decorrer do estudo, frente a necessidade de tornar possíveis as simulações, foram feitas adaptações em diferentes regiões geométricas visando facilitar a geração de malhas que permitissem o prosseguimento do projeto com o recurso computacional disponível, sem que houvesse o empobrecimento das mesmas. Os softwares utilizados foram o Solidworks e Ansys SpaceClaim, sendo em alguns casos

as ferramentas de reparo utilizadas para correção de algumas regiões identificadas como potencialmente críticas.

Optou-se por resolver o modelo completo sem técnicas de periodicidade e simetria da geometria, pois uma vez que algumas condições pré-definidas de parâmetros de entrada e pontos de monitoramento fossem atendidos o objetivo seria alcançado e a informação obtida ao final das simulações seria mais completa. Acrescenta-se a isso o fato de o escoamento ter se mostrado assimétrico em resultados preliminares, devido a própria existência de detalhes assimétricos na carcaça do motor e outras características físicas. Assumiu-se assim o desafio para viabilizar a malha respeitando as juntas antideflagrantes existentes nas carcaças, nas tampas, nas placas de fecho interiores, nos veios, nas caixas, nas tampas das caixas e em algumas travessias roscadas, o que caracteriza esse tipo de motor.

As referidas simplificações serão destacadas a seguir:

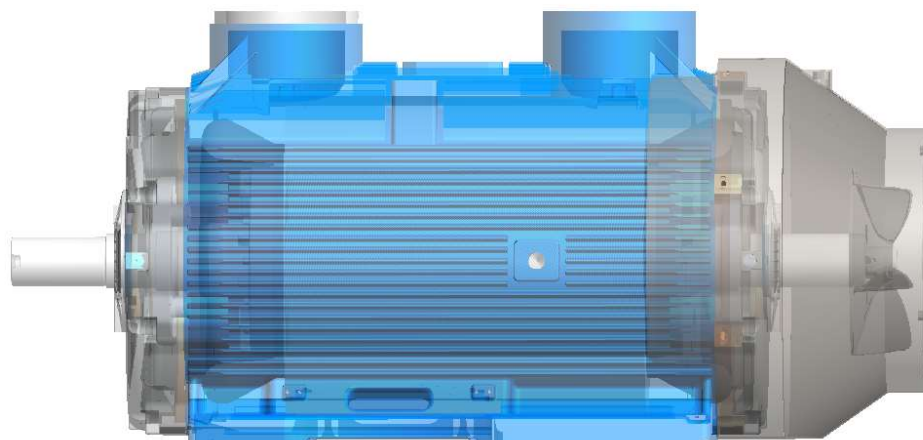


Figura 31 – Montagem do motor com partes internas  
Fonte: Adaptado de arquivos de projetos da WEG.

Foram separadas as partes das geometrias do motor para possibilitar melhor análise e visualização individualizada posteriormente ao plotar os resultados.



Figura 32 – Seção reta da montagem do motor à esquerda e com partes internas e montagem do motor após a remoção das partes internas à direita  
Fonte: Adaptado de arquivos de projetos da WEG.

Estruturas internas como rotor e anéis de vedação foram removidos para adequação à proposta do modelo.

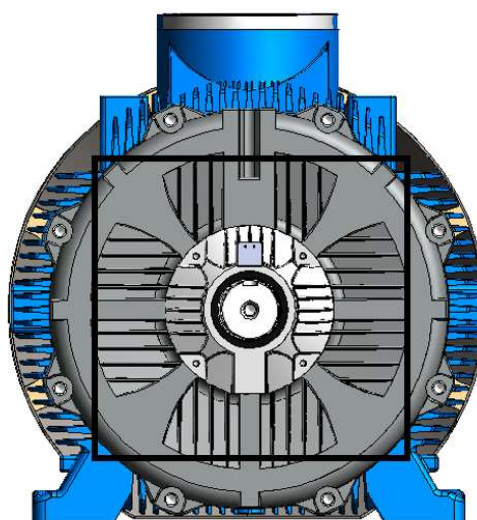


Figura 33 – Parte da geometria com anel de vedação  
Fonte: Adaptado de arquivos de projetos da WEG.

Seria possível considerar a retirada das aletas na tampa dianteira entendendo que a simulação não tem como objetivo o escoamento interno, pois esta é uma região que pode ter uma baixa contribuição na extração de calor no escoamento externo, mas optou-se pela permanência dessa estrutura.

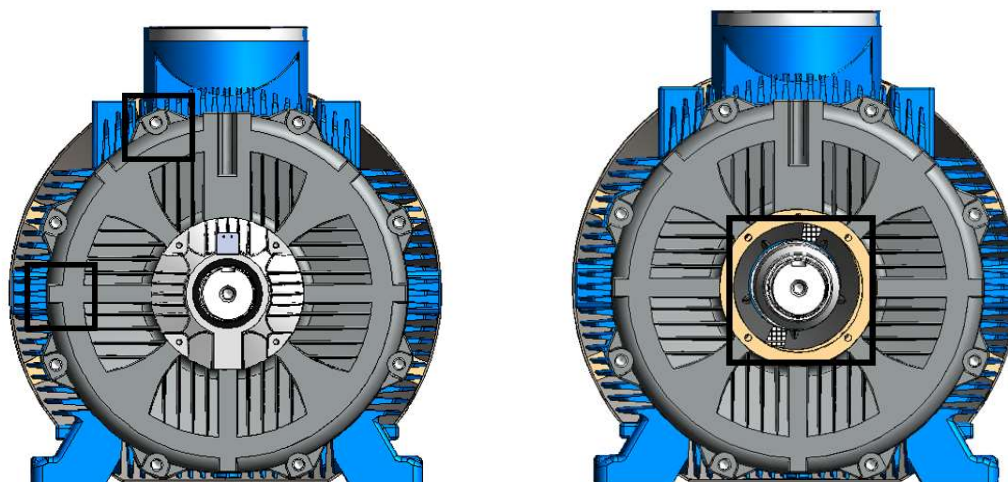


Figura 34 – Furos da tampa dianteira à esquerda e remoção de partes na região de um dos mancais à direita

Fonte: Adaptado de arquivos de projetos da WEG.

O design das tampas dianteira e traseira, com seus rebaixos e reforços externos, podem também ser simplificados permitindo uma superfície mais lisa e uniforme.

Anéis, alguns furos e rebaixos para alojamento de parafusos de fixação foram também eliminados de várias partes da geometria e substituídos por superfícies inteiriças.

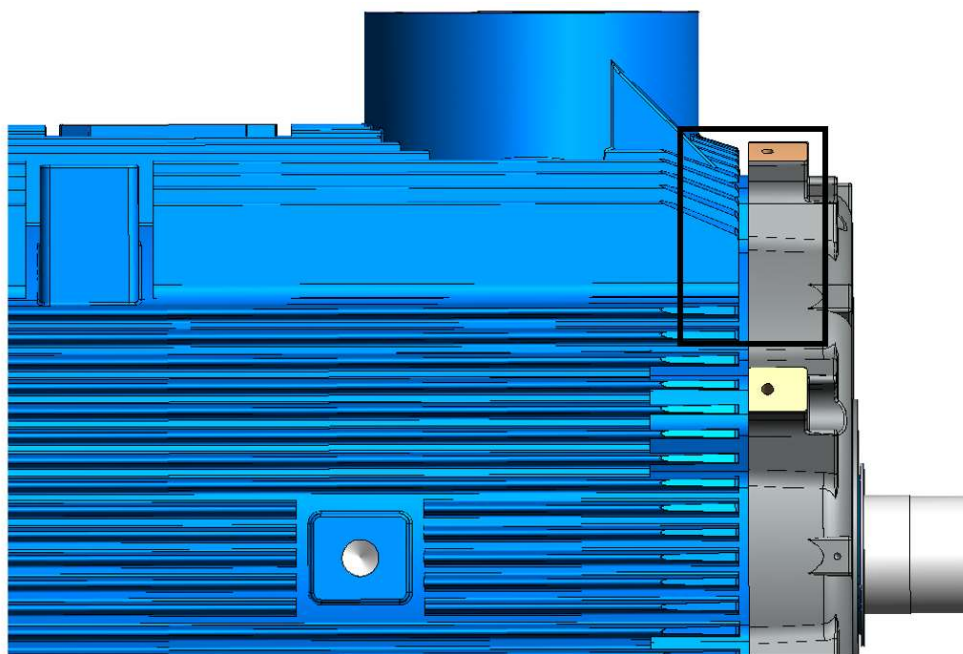


Figura 35 – Furos da tampa dianteira e montagem com a carcaça

Fonte: Adaptado de arquivos de projetos da WEG.

Cuidados adicionais foram tomados em relação às juntas durante a montagem da geometria para as simulações.

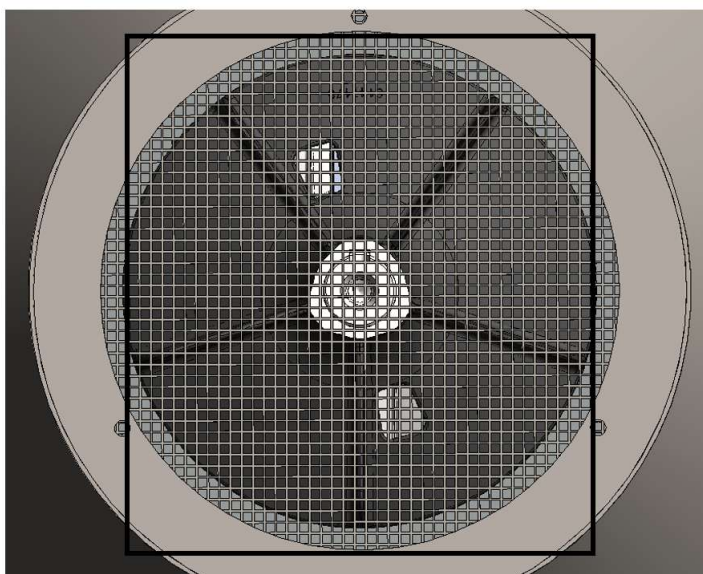


Figura 36 – Tela da tampa defletora  
Fonte: Adaptado de arquivos de projetos da WEG.

A discretização numérica da grade da entrada de ar da tampa defletora exigiria alto refinamento nessa região, por isso, embora sua forma seja bem definida, foi feita a retirada da mesma, deixando uma abertura circular de mesmo diâmetro.

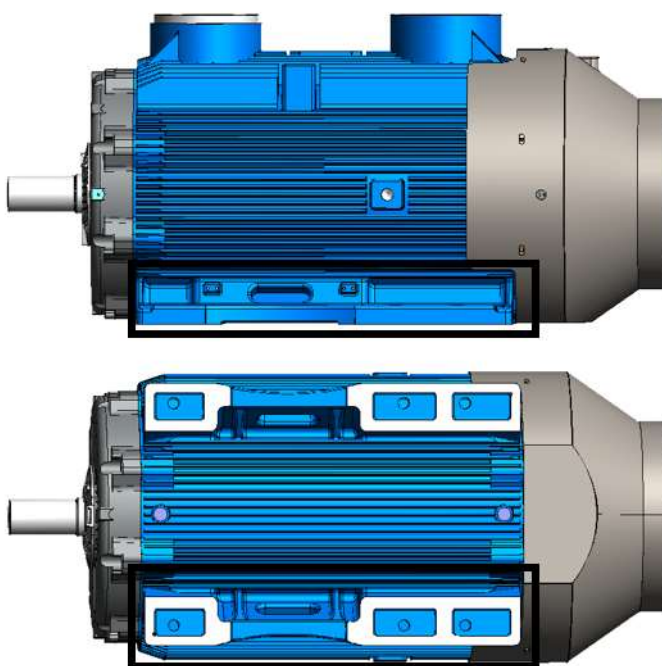


Figura 37 – Pés do motor  
Fonte: Adaptado de arquivos de projetos da WEG.

Os pés do motor possuem forma geométrica complexa, logo, foram feitas algumas alterações para evitar alguns elementos problemáticos em etapas posteriores da geração da malha.

As caixas foram fechadas e também simplificadas.

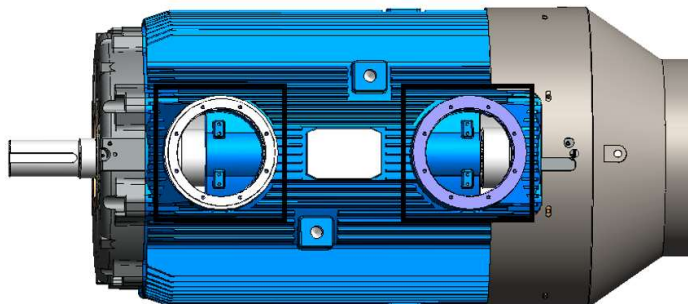


Figura 38 – Região das caixas de ligação  
Fonte: Adaptado de arquivos de projetos da WEG.

Em alguns casos podem ser previstas pequenas bordas de fugas em determinadas regiões das geometrias em que haja espessuras muito finas, para que a conexão ou compatibilização entre os elementos seja facilitada. O procedimento pode ser executado através de chanfros adicionais na geometria para aliviar a concentração de elementos. Ainda, a presença de furos e pequenos detalhes desnecessários do design foi eliminada. Mais simplificações poderão ser verificadas no capítulo que tratará da malha.

Após as primeiras simplificações foram desenhados os domínios rotacional e estacionário, atendendo a dimensões que permitissem o bom acompanhamento do comportamento do escoamento, para posterior subtração do domínio fluido, por meio de operação booleana no qual o objeto booleano (domínio rotacional) que contém o volume de um objeto original (ventilador e parte do eixo) tem o volume da interseção removido. O mesmo se repetiu para o domínio estacionário, sendo o objeto original nesse caso o domínio rotacional com as demais partes do motor.

Foram ainda testados domínios estacionários com maiores e menores regiões de escoamento livre, sem alteração relativamente significativa para o resultado esperado comparado a valores experimentais.

Devido a diferenças entre os tamanhos dos diferentes ventiladores foi considerado o deslocamento dos mesmos dentro do mesmo domínio rotativo a fim de facultar a comparação. Foi tomada como referência a posição do ventilador que ficou mais próximo da entrada de ar. A tabela abaixo mostra as distâncias adotadas para cada um dos ventiladores. A carcaça curta possui 1160mm e a carcaça longa tem 1400mm.

Tabela 2 – Distâncias em milímetros a partir do plano da traseira dos ventiladores

| Ventilador   | Carcaça Curta                  |                                 | Carcaça Longa                  |                                 |
|--------------|--------------------------------|---------------------------------|--------------------------------|---------------------------------|
|              | Face Externa da Tampa Traseira | Face Interna da Tampa Defletora | Face Externa da Tampa Traseira | Face Interna da Tampa Defletora |
| Ventilador 1 | 184.00                         | 205.25                          | 183.50                         | 205.25                          |
| Ventilador 2 | 184.00                         | 205.25                          | 185.00                         | 203.75                          |
| Ventilador 3 | 101.50                         | 287.75                          | 100.59                         | 288.16                          |
| Ventilador 4 | 104.40                         | 284.85                          | 103.40                         | 285.35                          |

Â Distância entre a defletora e o “pé” da carcaça é de 50mm.

As dimensões do domínio estacionário se deram considerando as dimensões conforme segue:

x é comprimento do motor;

y é a altura do motor;

x1 a distância entre a defletora e o limite horizontal do domínio estacionário;

x2 a distância entre a ponta do eixo e o outro limite horizontal do domínio estacionário;

y1 a distância entre a altura máxima do motor e o limite superior do domínio estacionário;

O tamanho de x1 é dado pela distância de uma vez e meia comprimento do motor. De x2 é dado pela distância entre duas vezes e meia e três vezes o comprimento do motor. De y1 é dado pela distância entre uma vez e uma vez e meia a altura do motor. A largura é feita como sendo um sólido de revolução, portanto será aproximadamente igual à duas vezes a altura, que é dada por y1 somado a y.

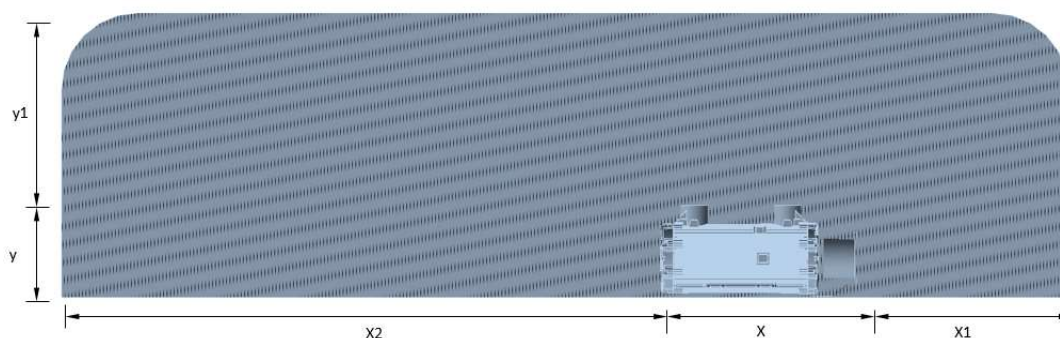


Figura 39 – Dimensões do domínio fluido ao redor do motor

Em seguida foram criadas *Named Selections*, para adequada definição das condições de fronteira do modelo e correta identificação das regiões.

### 3.3 Malha

Em suma, um modelo matemático para um método computacional apropriado para a aplicação passa pelo conjunto de equações diferenciais parciais e integro-diferenciais e suas condições de fronteira. As equações diferenciais são aproximadas pela discretização de seus termos, o que resulta em um sistema de equações algébricas para as variáveis em um conjunto de localização discreta no espaço e no tempo, pela definição do sistema de coordenadas, contemplando, no presente caso, para o qual as equações da massa, energia e conservação de momento serão resolvidas pelo Método dos Volumes Finitos (*MVF*). Essa localização discreta, em que as variáveis devem ser calculadas, são definidas pela grade numérica que é essencialmente uma representação discreta do domínio geométrico, dividido em um número finito de subdomínios, ou volumes de controle.

A malha foi gerada observando a utilização dos parâmetros de qualidade e os tipos de elementos, contribuindo para determinar conformidade ou não conformidade. Uma malha mais simples quanto possível é desejável devido a economia de tempo de processamento e a exigência de recurso computacional elevado, porém, desprezar a necessidade de resolução adequada pode causar distorção numérica e precisão insuficiente dos resultados.

#### 3.3.1 Recomendações Gerais para Geração da Malha

O gerador de malha usado para as simulações foi o *Ansys Mesh*. A seguir estão relacionadas algumas considerações acerca do processo de geração, que devem ser individualizadas caso a caso:

- Devido a melhor performance indicada, no gerador de malha é recomendável que o solver escolhido seja o *Fluent* e não o *CFX*;
- Pode ser considerado tomar como referência a definição do *Global Sizing* com valor igual a menor aresta da condição de fronteira *Opening* dividido por 10;
- Não necessariamente deve-se definir o *Sizing* em faces adiabáticas com pouca interferência no resultado (face externa da defletora e face superior de caixas de ligação, por exemplo). Pode ser observado a utilização de condições globais. O *Local Sizing* é usado quando a resolução de malha necessária em algumas áreas é muito alta para ser aplicada globalmente. O algoritmo do gerador de malha utilizado inicia o

refinamento localmente pelo maior tamanho. Portanto é desejável iniciar o refinamento global primeiramente e só após refinar localmente;

- Os algoritmos disponíveis no gerador de malhas para o *Inflation* das fronteiras definidas são o *Smooth transition*, *Total Thickness*, *First Layer Thickness*, *First Aspect Ratio* e *Last Aspect Ratio*. O *Inflation* aumenta exponencialmente o tamanho dos elementos a partir da fronteira. As camadas de prismas cobrem a superfície até os elementos tetraédricos (ou outro definido no setup). As *Buffer Layers* fazem a transição até se chegar no volume máximo do elemento, sendo esses então elementos com forma definida (Em algumas aplicações os *Peel Layers* são também computados, sendo essas também formadas por elementos de transição, em camadas anteriores às *Buffer Layers*);

- Deve ser observada a utilização de configurações gerais do *Inflation* como *Use Automatic Inflation: None*;

- Deve também ser observada a utilização de configurações gerais do *Inflation* como *Inflation Option: Smooth Transition*;

- Deve ainda também ser observada a utilização de configurações gerais do *Inflation* como *Transition Ratio: 0.272*;

- Deve ser observada a utilização de configurações gerais do *Inflation* como *Maximum Layers: 2*;

- E também deve ser observada a utilização de configurações gerais do *Inflation* como *Growth Rate: 1.2*;

- Também deve ser observada a utilização de configurações gerais do *Inflation* como *Inflation Algorithm: Pre*;

- Deve ser considerado na face inferior do domínio estacionário, que representa a superfície onde o motor está apoiado, a adição de camadas de prismas. Nessa superfície então poderá somente ser informado o *Inflation* que será aplicado. O tamanho poderá ser dado pelas condições globais da malha;

- É recomendável utilizar a *Growth Rate* somente até 1.25 para *Inflation*, nas camadas de prismas. O *Growth Rate* estabelece o aumento em comprimento de arestas com as sucessivas camadas e deve ser observado, podendo ser diminuído para obter uma resolução mais fina;

- Nos canais das aletas é recomendável usar o *Proximity* com pelo menos 2 a 3 elementos fora da camada de prismas, porém deve-se verificar o menor tamanho do *Proximity* para evitar que o elemento fique muito pequeno (o *Proximity Face to Face*

é uma opção). O *Face Proximity* é definido como faces com células por intervalo. É necessária uma resolução de malha fina em toda a face para garantir que o número pré-descrito de células por intervalo possa ser alcançado entre as faces. A proximidade de aresta tem um escopo definido nas arestas com células por intervalo. A resolução da malha é a mesma ao longo das arestas dos dois corpos, mas cresce mais grosseira se movendo em direção ao centro das faces maiores, porque não há necessidade de folga na face;

- Devem ser observadas regiões de *Stairstep* causados quando não há espaço para ajustar todo o *Inflation* no modelo, ou quando há um ângulo problemático. É uma variação brusca da camada de prismas para camadas superiores, podendo ocasionar erros críticos na malha. São formações como saltos entre a quantidade de camadas de diferentes regiões. É necessário prever alguma suavização entre essas regiões com diferentes quantidades de camadas de prismas ou evitá-las. Se a região entre a superfície onde o motor está apoiado e os pés do motor forem problemáticas, pode ser considerado um ajuste na redução do *Inflation*;

- É recomendável a utilização de 10 e 15 camadas de prismas nas superfícies com transferência de calor e é recomendável usar entre 6 e 10 camadas de prismas nas superfícies adiabáticas. Mais camadas superficiais podem refletir melhor resolução do fenômeno do fluxo na camada limite (transferência de calor, separação de fluxo, tensões de cisalhamento).

- Não adicionar camadas de prismas na parede externa da defletora (se mostrou necessário na parte embaixo da tampa);

- É recomendável a aplicação da quantidade correta de camadas de prismas na região das aletas para a devida solução da camada limite;

- Pode ser verificada a possibilidade de geração de malhas usando elementos tetraédricos para uma primeira construção. Malhas compostas apenas por tetraedros podem representar uma forma mais simples de estrutura da mesma;

A Tabela 3 resume a qualidade da superfície da malha em relação aos tipos de elementos:

Tabela 3 – Tipos de elementos de malha

| Nomenclatura do Elemento | Nome do Elemento        | Qualidade     |
|--------------------------|-------------------------|---------------|
| <i>WED</i>               | Prisma ( <i>Wedge</i> ) | Elevada       |
| <i>TET</i>               | Tetraedro               | Intermediária |
| <i>PYR</i>               | Pirâmide                | Baixa         |

- Entre as aletas deve ser observada a quantidade de elementos suficientes além dos gerados pelo Inflation;
- Nas interfaces entre dois domínios fluidos recomenda-se verificar a possibilidade de manter o mesmo tamanho do elemento dos dois lados (nas interfaces fluido/sólido é de interesse observar essa relação, mas se necessário pode ser considerada menor resolução para a malha do sólido);
- No ar que envolve o ventilador é recomendável usar *Smooth Transition* com mais de 5 camadas;
- É recomendável garantir *Skewness* de valor máximo até 0.98 e preferencialmente menor do que 0.95. O valor ideal do parâmetro é 0.8, sendo igual a 0, indica uma célula totalmente equilateral e sendo igual a 1, indica uma célula totalmente degenerada. Células com valores altos de *Skewness* podem diminuir a acurácia da solução e desestabilizá-la. As equações que estão sendo resolvidas assumem que as células são relativamente equilaterais/equiangulares;
- É recomendável garantir *Orthogonal Quality* maior que 0.01, sendo melhor esse valor quanto mais próximo de 1 for. O *Minimum Orthogonal Quality* é computado para células envolvendo o ângulo entre o vetor que une dois nós e o vetor normal para cada superfície do ponto de integração associada a essa aresta, sendo o vetor a partir do centro da célula para cada uma das suas faces. A difusão numérica é alta quando células computacionais são criadas de forma não ortogonal ao fluxo do fluido, devendo ser evitada essa condição;

Tabela 4 – Parâmetros de qualidade da malha

| Parâmetros                  | Faixa Admissível | Faixa Desejável | Observações                                                          |
|-----------------------------|------------------|-----------------|----------------------------------------------------------------------|
| <i>Skewness</i><br>(máximo) | < 0.98           | < 0,95          | Para toda a malha.                                                   |
| <i>Orthogonal</i>           | > 0.01           | > 0.1           | Para qualquer tipo de célula.<br>Com média significativamente maior. |

- O *Aspect Ratio* é a proporção entre altura e largura da célula, devendo ser observado o limite inferior a 100, mas sendo preferível atingir menores valores;
- Deve ser verificada a possibilidade de usar a condição de curvatura com pelo menos 45° nas regiões com ângulos acentuados. Essas angulações no encontro entre duas superfícies devem ser evitadas devido a possibilidade de ocorrência de falhas na malha. A curvatura pode ser definida como o quanto uma curva deriva de ser uma linha reta, ou quanto uma superfície deveria ser um plano. Um menor ângulo de curvatura determina uma malha superficial mais fina, respeitando o mínimo e o máximo dos tamanhos de células;
- Deve ser observado o refinamento da malha em furos, devido a mudança rápida da passagem do fluido através dessas regiões. É recomendado o uso de *Face Sizing* para refinamento nessas regiões. No *Face Sizing* o dimensionamento da face afeta a malha volumétrica indiretamente através do crescimento das células. O elemento cresce buscando o refinamento da configuração global, diferentemente do *Body Sizing* que a mantém;
- É observada parte do eixo do motor sendo pertencente ao domínio rotativo;
- Deve ser verificada a possibilidade de permanência de *fillets* com raios relativamente grandes (incluindo aqueles que possuem concavidades voltadas para fora da superfície) assim como a inclusão de *fillets* em ângulos muito fechados em algumas regiões. Da mesma forma deve ser observada a necessidade de remoção de *fillets* menores, incluindo os topos das aletas. Regiões compostas por *fillets* aumentam o emprego de elementos e para evitar malhas mais pesada podem ser evitadas;
- Regiões como pés, laterais das caixas de ligação, aletas da tampa dianteira podem inicialmente demonstrar maior concentração de maus elementos, sendo talvez necessário serem alvos de retiradas de *fillets* e recomposições da geometria nessas regiões;
- Regiões com altos gradientes, potencialmente críticas, devem ser observadas;
- Uma simplificação mais profunda na geometria pode resultar em uma melhoria de *Skewness* da malha e retirada de alguns elementos piramidais em diferentes pontos mais críticos da geometria, que eventualmente podem mudar de localização de acordo com algumas poucas alterações realizadas no setup. Elementos piramidais podem sinalizar regiões de pior qualidade da malha, uma vez que, geralmente, são

construídos quando há problemas de conectividade entre a camadas e prisma e camadas superiores, fazendo a transição entre as mesmas;

- Deve ser observado que o *Ansys Mesh* usa toda a memória disponível, não sendo necessário incrementar a alocação de memória nesse módulo do *Ansys*;
- É válido observar que o *Ansys Mesh* faculta o comportamento *soft*, quando permite que o *mesher* mude as configurações impostas para atingir maior qualidade na malha e *hard*, quando nenhuma alteração é permitida;
- Vale ressaltar que no *Ansys Mesh* a malha superficial é gerada de forma dependente da volumétrica;
- Também deve ser observado que no *Ansys Mesh* todos os nós são construídos com conectividade entre os mesmos;
- Se o tamanho do elemento é maior do que uma possível falha, deve ser observada a possibilidade do *mesher* desconsiderá-la, atribuindo a ela uma tolerância;
- Deve ser verificada a aplicação de *Smoothness*. O recurso estabelece o limite de variação no tamanho das células de forma gradual;
- Deve ser observado o uso de *Share Topology*. O recurso é o compartilhamento de domínio para a geometria, sejam conexões de face, aresta ou vértice entre dois corpos em contato ou interceptado. É recomendável ser usado, quando há o risco de perda de referência e criação de malha sobre malha, as quais devem ser verificadas;
- Um polígono é convexo quando a união de 2 pontos quaisquer da sua forma geométrica se dá pela parte externa a mesma, podendo causar *negative flow*. Tal condição não deve acontecer.

A figura 40 mostra em suma as descrições de problemas comuns com a malha e suas respectivas prováveis origens:

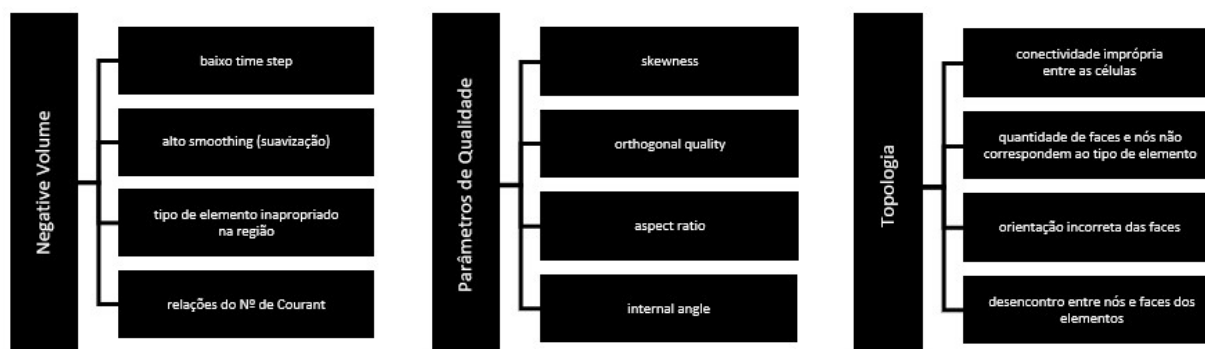


Figura 40 – Exemplos de origens de problemas comuns na malha

### 3.3.2 Recomendações da Malha em Relação À Camada limite

A camada limite é uma condição importante na geração da malha e também por isso o  $Y^+$  é um parâmetro de interesse para controle, sendo de característica não dimensional, é usado para determinar uma distância específica de uma parede através da camada limite até o centro do elemento no limite da parede.

Haja vista os modelos de turbulência e o correspondente tratamento de parede, com base nos resultados observados nas simulações e recomendações do guia de usuário do software, são relacionadas faixas de trabalho na Tabela 5.

Tabela 5 – Faixas de  $Y^+$

| Faixas            | Aplicações                                                               |
|-------------------|--------------------------------------------------------------------------|
| $Y^+ < 1$         | Ideal                                                                    |
| $1 < Y^+ < 2$     | Aceitável para Baixo $N^o$ de Reynolds                                   |
| $1 < Y^+ < 11.06$ | Aceitável para Baixo $N^o$ de Reynolds e tratamento automático de parede |
| $30 < Y^+ < 150$  | Aceitável para Funções de Parede e tratamento automático de parede       |
| $Y^+ < 200$       | Aceitável em alguns casos para tratamento automático de parede           |
| $20 < Y^+ < 100$  | Aceitável para modelos de turbulência que utilizam funções de parede     |

É esperado que os modelos de Funções de Parede se mostrem adequados para análises de velocidade de escoamento, mas talvez não preciso o suficiente para transferência de calor.

O valor do parâmetro varia à medida que a simulação converge, portanto só é possível identificá-lo com exatidão após a estabilização das variáveis monitoradas. Entretanto o incorreto valor de  $Y^+$  poderá provocar instabilidade dos resultados e aumento do tempo de simulação.

Uma vez que  $Y^+$  exige refinamento elevado, um estudo de convergência da malha não fará sentido, se a simulação atendendo a esse critério corre no limite máximo de memória do recurso computacional. Diminuir a quantidade de nós, nesse caso, resultou em perda do  $Y^+$  alcançado. Logo, para o estudo de convergência da malha se faz necessário algum excedente de memória, além da quantidade alocada prevista para o bom funcionamento da simulação.

Ao se tentar atingir uma determinada faixa de trabalho, com interesse em determinada variável, podem ser encontrados problemas em algumas regiões, apresentando valores superiores e inferiores a referida faixa, sendo então necessário estar certo quanto ao resultado esperado para a malha, dada a complexidade da

geometria, para garantir que não haja distorção de resultados.

O acompanhamento desse parâmetro se dá em superfícies de interesse. Nesse caso, porém, devido a característica do escoamento próximo das pás do ventilador, essa região não é considerada, pois se pressupõe que o parâmetro assumira um valor muito elevado, o que implicaria em altíssima resolução da malha e inviabilizaria a simulação.

### 3.3.3 Recomendações da Malha em Relação À Interface

Na região da interface, quando o intuito é conhecer o campo de fluxo variável em regime estacionário para uma dada frequência de rotação do motor, o *Multiple Reference Frame (MRF)* se mostra como uma boa opção. O *MRF* é uma abordagem na qual uma malha estática recebe matematicamente uma *pseudo* rotação física, sendo o fluxo constante a partir da perspectiva de um quadro de referência rotativo.

Uma interface associa o domínio rotativo e estacionário, criados para duas regiões do motor.

A região interna está conectada ao domínio rotativo que envolve o ventilador e parte do eixo do motor.

A região externa está conectada ao domínio estacionário que envolve a carcaça, tampas e outra parte do eixo do motor.

Nas equações para a região interna são introduzidas as forças centrífugas, Coriolis, considerando a visão de Euler na equação do momento e resolvido assim o domínio de característica rotativa.

Nas equações para a região externa é resolvido o domínio de característica estacionária.

A transformação da velocidade de quadro a quadro é executada com uma condição intrínseca de fluxo constante, conciliando as soluções dos dois domínios na interface. As soluções de ambas as regiões são combinadas na interface entre as regiões rotativa e estacionária por meio da transformação de velocidade de um quadro para outro. Essa etapa de correspondência de velocidade envolve a suposição implícita de uma condição de fluxo constante na interface.

Ainda que venha a ser de interesse analisar o comportamento do fluxo dada a posição relativa das pás do ventilador, deve ser considerado abordar os casos em estudo através de um conjunto de simulações por *MRF* com variadas posições, em vez de adotar o método *Sliding-Mesh*, por exemplo, ou outra técnica que da mesma

forma venha a despendar mais tempo e esforço computacional. A experiência em estudos dessa natureza poderá contribuir para ratificar a melhor abordagem em cada situação.

Tabela 6 – Configuração da malha em relação à interface entre os domínios fluidos

| Características                | Multiple Reference Frame (MRF)                                                  | Sliding Mesh                                                 |
|--------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------|
| Estado Temporal                | Simulação em estado estacionário é possível e adequado                          | Simulações em estado transitório é necessário e adequado     |
| Custo Computacional            | Baixo                                                                           | Alto                                                         |
| Referência do Domínio Rotativo | Efeito da posição do ventilador em relação às demais partes não é contabilizado | Simulação da rotação real e mudança na posição do ventilador |
| Precisão                       | Boa                                                                             | Boa                                                          |

Fonte: Adaptado do site <https://mixing-solution.com/2012/07/31/mrf-versus-sliding-mesh/>

Para simulações de transferência de calor, a opção de *Mesh Motion* escolhida foi *Conservative Interface Flux*, na qual nenhuma restrição ao movimento da malha é aplicada aos nós, mas o movimento dos nós em todos os domínios adjacentes à interface influencia e é influenciado pelo movimento dos nós na interface. A quantidade em questão "fluirá" entre o limite atual e o limite do outro lado da interface, devendo ser usado na fronteira do outro lado da interface.

### 3.3.4 Dados das Malhas Geradas

Todas as malhas do presente trabalho foram geradas buscando atender às recomendações mencionadas no capítulo 3.3, sendo ajustadas as configurações, considerando cada um dos casos, em atenção ao que as seções desse capítulo prescrevem.

A Figura 41 apresenta como exemplo a limitação para quantidade de elementos em *gaps*, mas evitando pequenos volumes de elementos.

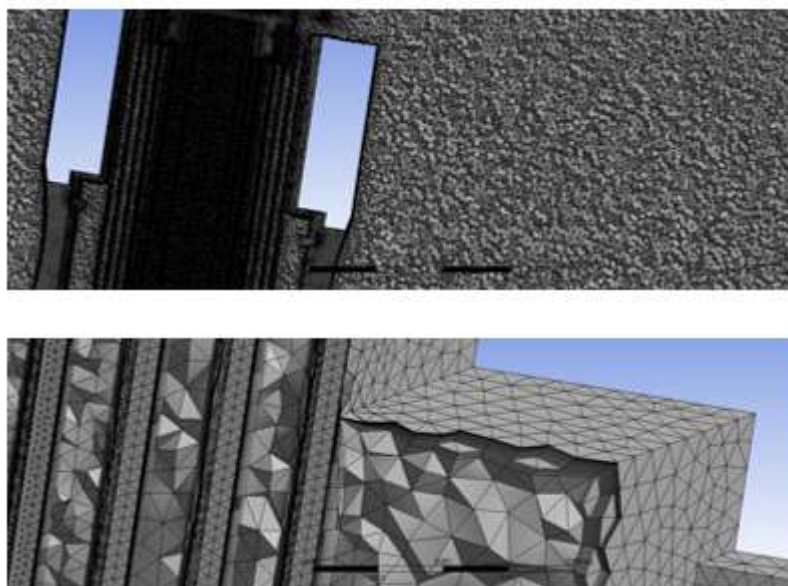


Figura 41 – Malha em regiões com *gaps*

A Figura 42 e Figura 43 mostra exemplos de regiões em que houve concentração de pontos críticos, sendo necessário ajuste para acomodação dos elementos.

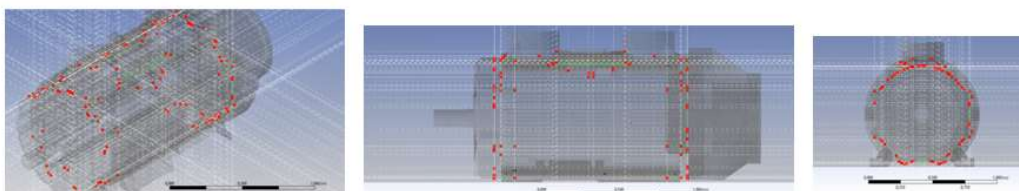


Figura 42 – Pontos críticos em regiões de montagem entre as tampas e a carcaça

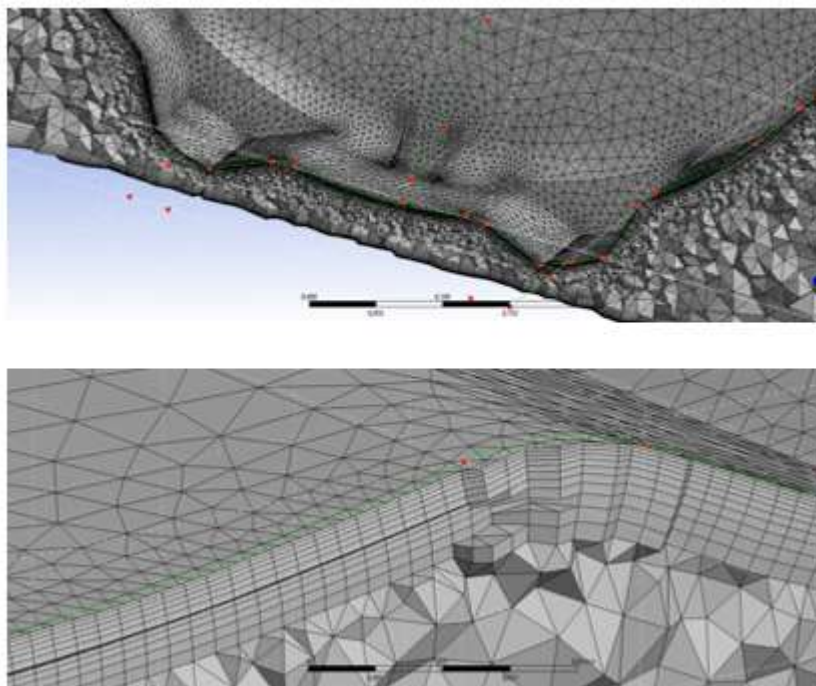


Figura 43 – Detalhe de pontos críticos na malha em regiões de montagem na carcaça

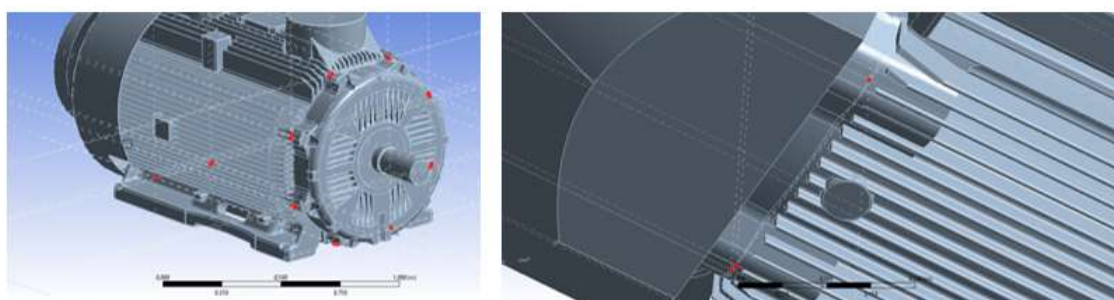


Figura 44 – Detalhe de pontos críticos ao redor da tampa dianteira à esquerda e embaixo da carcaça à direita

A Figura 45 mostra as primeiras adições de camadas de *Inflation* no domínio fluido.

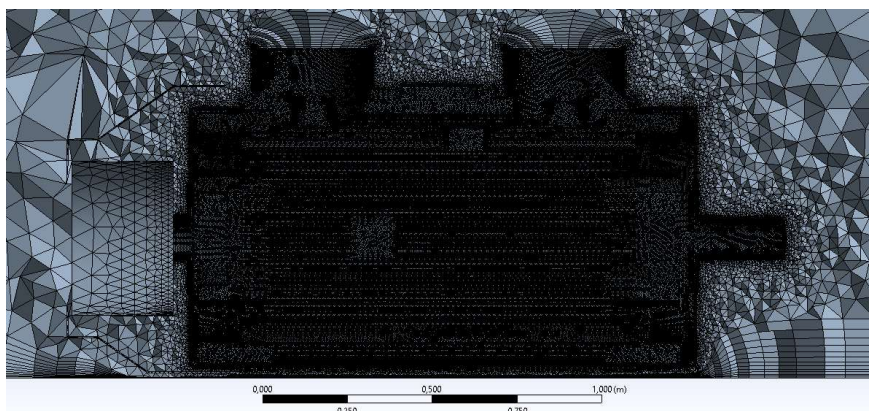


Figura 45 – Adições de camadas de Inflation

A figura abaixo mostra acúmulo de maus elementos nos pés, sendo necessário o ajuste com pequenos chanfros para aliviar a malha nessa região.

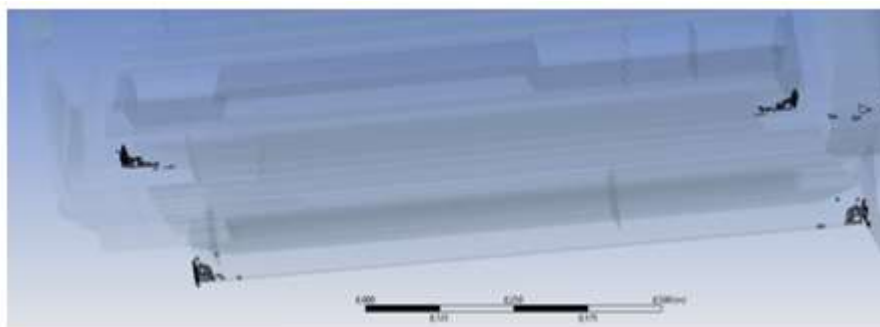


Figura 46 – Maus elementos nos pés do motor

Correções foram realizadas progressivamente para gerar as malhas, identificando potenciais causas de problemas e reajustando, reduzindo pontos críticos.

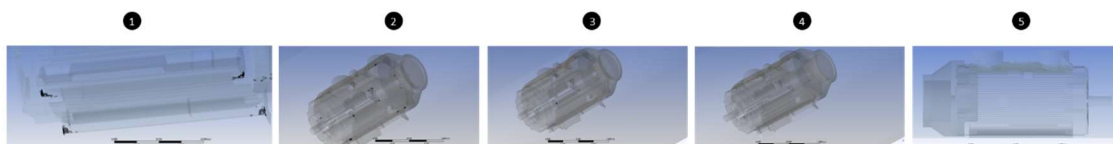


Figura 47 – Processo de redução de maus elementos espalhados na geometria

Até que fossem obtidas condições satisfatórias, conforme mostram as figuras abaixo.

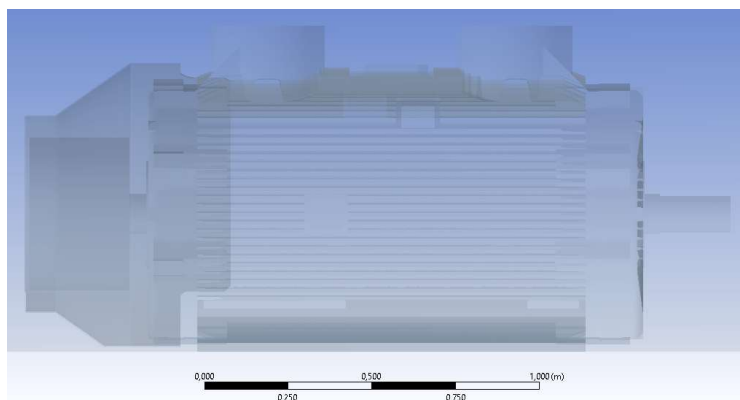


Figura 48 – Eliminação de maus elementos da geometria

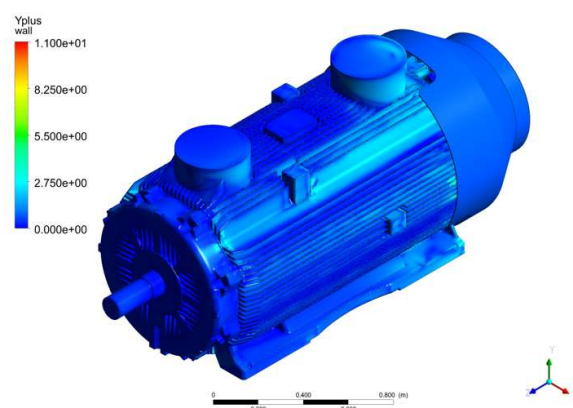


Figura 49 – Resultado de Y+ para um dos casos

As figuras de número 50 a 57 exemplificam a malha. Na Tabela 7 é apresentado um quadro com um breve resumo das informações básicas das malhas geradas, usadas nas simulações:

Tabela 7 – Configuração da malha em relação

| Malha                               | Quantidade de Nós | Quantidade de Elementos |
|-------------------------------------|-------------------|-------------------------|
| Domínio Fluido para a Carcaça Curta | 12033600          | 29121913                |
| Domínio Fluido para a Carcaça Longa | 13834010          | 33246009                |
| Domínio Fluido do Ventilador 1      | 535626            | 1281379                 |
| Domínio Fluido do Ventilador 2      | 542368            | 1326506                 |
| Domínio Fluido do Ventilador 3      | 656496            | 1542638                 |
| Domínio Fluido do Ventilador 4      | 251628            | 709085                  |
| Domínio Sólido para a Carcaça Curta | 2398553           | 11612087                |
| Domínio Sólido para a Carcaça Longa | 2766326           | 13423131                |

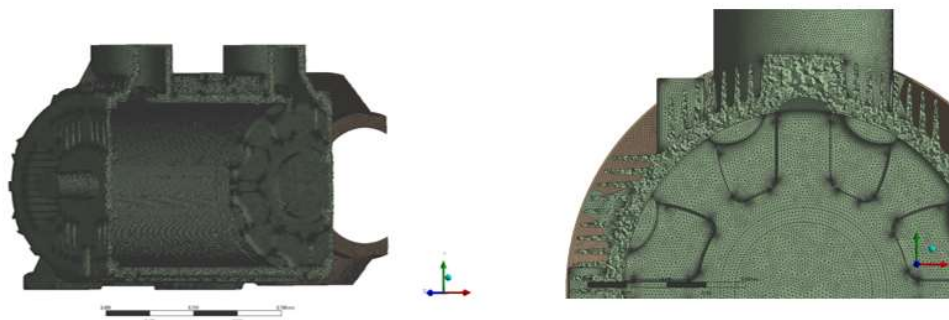


Figura 50 – Malha do domínio sólido para a carcaça curta

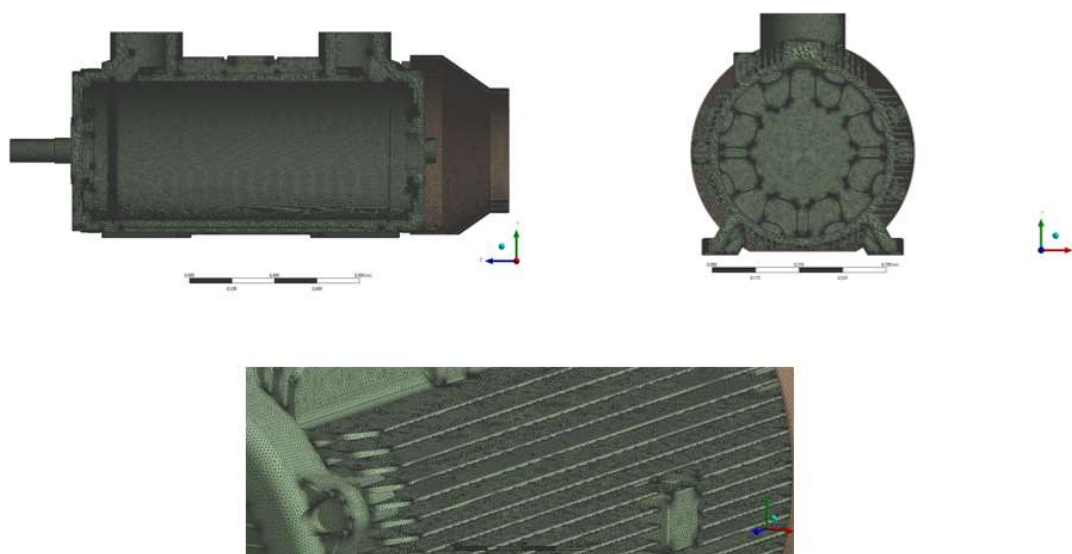


Figura 51 – Malha do domínio sólido para a carcaça curta

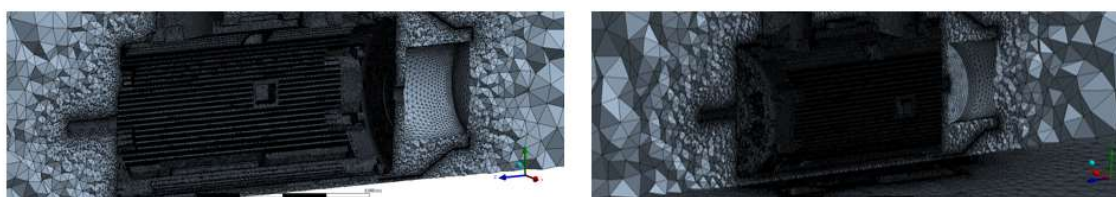


Figura 52 – Malha do domínio fluido para a carcaça curta

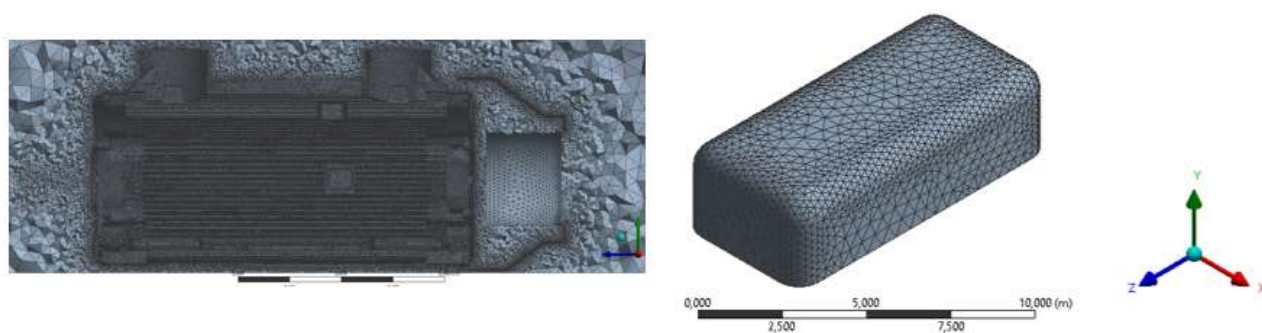


Figura 53 – Malha do domínio fluido para a carcaça curta

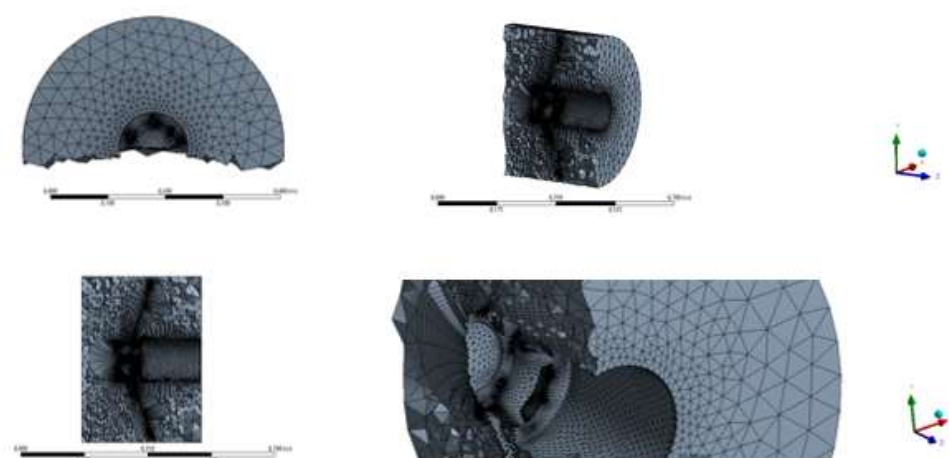


Figura 54 – Malha do domínio fluido do ventilador 1

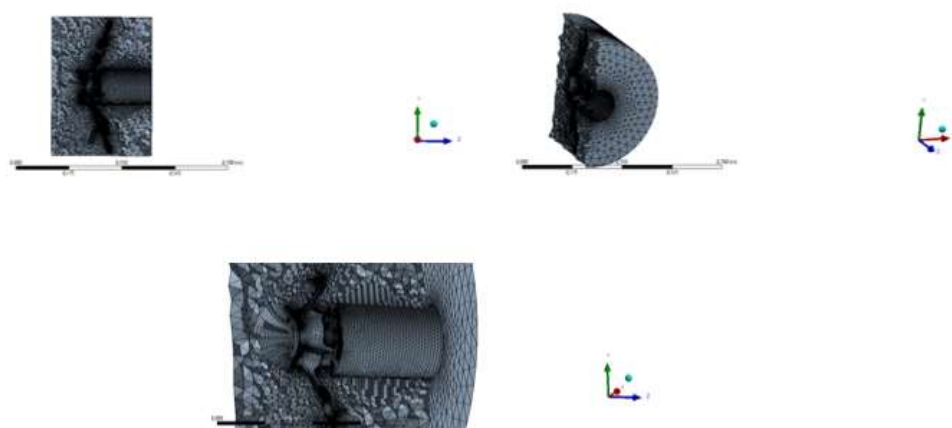


Figura 55 – Malha do domínio fluido do ventilador 2

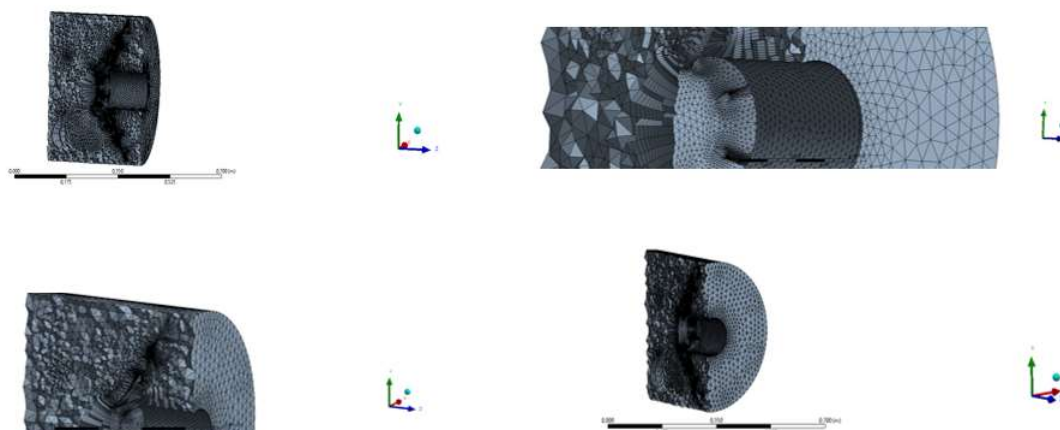


Figura 56 – Malha do domínio fluido do ventilador 3

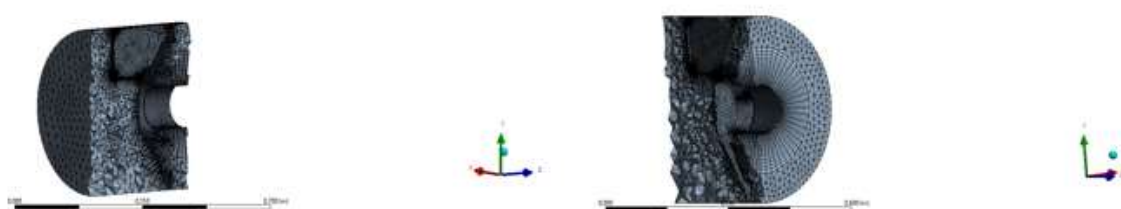


Figura 57 – Malha do domínio fluido do ventilador 4

### 3.4 Parâmetros do Código Computacional e Terminologia Inerentes ao Modelo de Simulação

A fundamentação teórica acerca do comportamento dos fenômenos estudados permitiu definir o modelo o circunscrevendo aos casos analisados. A escolha do software e configurações dos parâmetros foram realizadas seguindo o modelo e atendendo as suas características particulares nas simulações.

Os casos foram simulados em 3D, usando o código comercial *Ansys CFX R3*. Após análises preliminares feitas a partir das primeiras simulações, foram feitas as demais montagens para iniciar os conjuntos de simulações definidos para o projeto.

#### 3.4.1 Especificações das Configurações das Simulações

Os domínios estacionários foram combinados com todos os domínios rotacionais e em cada domínio rotacional foi utilizado uma das velocidades

correspondentes aos respectivos números de pólos de cada motor. Isso resultou em cada caso que viera a ser simulado. Os domínios foram reconhecidos e configurados também no *CFX*, após etapas relacionadas a geração de malha.

Nas seções a seguir são discutidas algumas das principais configurações, que requerem uma simples elucidação, detalhamento ou aprofundamento das razões, que justificaram as escolhas de características de aplicação do modelo e os parâmetros correspondentes no *CFX*.

O detalhamento do modelo simulado pode ser encontrado na linguagem de comando do *CFX*, no Anexo B.

#### 3.4.1.1 Parâmetros Gerais para Análise da Velocidade de Escoamento

Tabela 8 – Características dos ventiladores

| Nº de Pás | Diâmetro do Ventilador (mm) | Área da Pá (mm <sup>2</sup> ) | Tipo   | Peso (kg) | Tipo de material                                                   |
|-----------|-----------------------------|-------------------------------|--------|-----------|--------------------------------------------------------------------|
| 5         | 420                         | 13324.764                     | radial | 13        | FC-200 (ferro fundido)                                             |
| 5         | 420                         | 13324.764                     | radial | 4.89      | Al Si10 Mg - CUBO Al (liga de alumínio)                            |
| 7         | 420                         | 19733                         | radial | 19.6      | FC-200 (ferro fundido)                                             |
| 5         | 450                         | 18133.26                      | radial | 12.899    | Al Si6 Cu4 - CUBO FERRO FUNDIDO (liga de alumínio e ferro fundido) |

Fonte: WEG

O todos os ventiladores utilizados nas simulações são bidirecionais e foram modelados em sentido horário.

As velocidades nominais do motor são dadas pela Tabela 9 abaixo como solução da equação de velocidade de rotação dos motores a uma frequência de 50Hz e a referida quantidade de pólos, conforme as variações de configurações dos motores. No modelo os escorregamentos dos motores não foram considerados nas suas velocidades:

Tabela 9 – Velocidades nominais dos motores

| Número de Pólos | Velocidade do Ventilador (RPM) | Velocidade do Ventilador (m/s) |
|-----------------|--------------------------------|--------------------------------|
| 2               | 3000                           | 314.16                         |
| 4               | 1500                           | 157.08                         |
| 6               | 1000                           | 104.72                         |
| 8               | 750                            | 78.54                          |

#### 3.4.1.2 Parâmetros Gerais para Análise Térmica

Para análise térmica, a temperatura inicial e *Static Temperature* serão de 310K, considerando a temperatura ambiente de 298.15K. Essas temperaturas foram

arbitradas para o estudo, entendendo-se como razoável os valores estipulados para o objetivo do grupo de simulações de transferência de calor.

As perdas em sólidos podem ser modeladas como subdomínios no domínio do volume onde estas ocorrem.

O modelo de transferência de calor *Thermal Energy* sem os termos viscosos, foi usado para modelar o transporte de entalpia através do domínio fluido, mas os efeitos da energia cinética do fluxo médio não são nele incluídos, sendo o mesmo adequado para fluxos de baixa velocidade onde os efeitos cinéticos são desprezíveis e em casos em que o aquecimento viscoso e os efeitos da turbulência sobre ele não são importantes. Esse modelo é recomendado pela sua robustez, em simulações independentes.

### 3.4.1.3 Materiais Aplicados

Os materiais utilizados para representar o sistema foram o Ar e o Ferro, oriundos da base de dados do *Ansys CFX*. Embora haja a característica do motor antideflagrante, no modelo o ar é isento de impurezas e a atmosfera é não agressiva. Portanto esses materiais são aqueles que respectivamente compuseram os domínios fluidos e domínio sólido do modelo. As suas propriedades são reportadas na Tabela 10:

Tabela 10 – Características dos materiais

| Propriedade                       | Material | Valor      | Unidade           |
|-----------------------------------|----------|------------|-------------------|
| Massa Molar                       | Ar       | 28.96      | kg/kmol           |
| Densidade                         | Ar       | 1.185      | kg/m <sup>3</sup> |
| Capacidade de Calor Específica    | Ar       | 1.0044E+03 | J/kgK             |
| Temperatura de Referência         | Ar       | 25         | °C                |
| Pressão de Referência             | Ar       | 1          | atm               |
| Expansividade Térmica             | Ar       | 0.003356   | 1/K               |
| Estado Termodinâmico              | Ar       | Gas        | -                 |
| Entropia Específica de Referência | Ar       | 0          | JK/kg             |
| Entalpia Específica de Referência | Ar       | 0          | J/kgK             |
| Massa Molar                       | Ferro    | 55.85      | kg/kmol           |
| Densidade                         | Ferro    | 78.7       | kg/m <sup>3</sup> |
| Capacidade de Calor Específica    | Ferro    | 4.47E+02   | J/kgK             |
| Temperatura de Referência         | Ferro    | 25         | °C                |
| Estado Termodinâmico              | Ferro    | Sólido     | -                 |
| Entropia Específica de Referência | Ferro    | 0          | JK/kg             |
| Entalpia Específica de Referência | Ferro    | 0          | J/kg              |

Fonte: Ansys CFX R3

### 3.4.1.4 Aplicação das Condições de Fronteira

As condições de fronteira foram impostas atendendo aos requisitos do modelo para que o comportamento do ar fosse emulado fisicamente, em cada uma das regiões. A Tabela 11 a seguir mostra uma breve descrição de cada uma delas, separadas em grupos, almejando o comportamento físico esperado.

Tabela 11 – Características das condições de fronteira

| Fronteiras                                      | Condição de Fronteira | Comportamento Físico                                                                                                                                                                                                                                                               |
|-------------------------------------------------|-----------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Superfícies do motor                            | Wall                  | Sem deslizamento e rugosidade suave. Limite impenetrável ao fluxo de fluido. O fluido imediatamente próximo à parede assume a velocidade da parede.                                                                                                                                |
| Superfície do ventilador                        | Wall                  | Sem deslizamento e rugosidade suave. Limite impenetrável ao fluxo de fluido. O fluido imediatamente próximo à parede assume a velocidade da parede.                                                                                                                                |
| Superfície onde o motor está apoiado            | Wall                  | Sem deslizamento e rugosidade suave. Limite impenetrável ao fluxo de fluido. O fluido imediatamente próximo à parede assume a velocidade da parede.                                                                                                                                |
| Interfaces dos domínios rotativo e estacionário | Interface             | A quantidade em questão “fluirá” entre o limite atual e o limite do outro lado da interface.                                                                                                                                                                                       |
| Opening                                         | Opening               | O fluido pode fluir simultaneamente dentro e fora do domínio. Quando a direção do fluxo está no domínio, o valor da pressão é considerado como pressão total com base no componente normal da velocidade. Quando ele sai do domínio, é considerado como pressão estática relativa. |

Fonte: Ansys R3

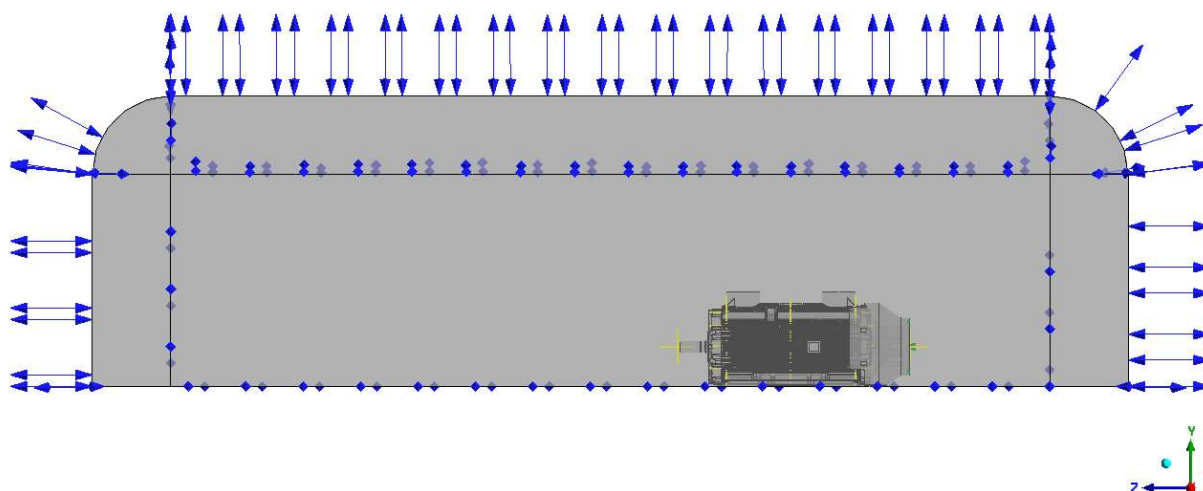


Figura 58 – Condições de fronteira

Por padrão utilizou-se a pressão igual a zero na fronteira *Opening*. Fisicamente essa condição é um *farfield* onde a pressão relativa à pressão atmosférica é nula. A turbulência nessa fronteira foi classificada como média, com intensidade igual a 5%.

Utilizou-se a pressão de 1atm nos domínios fluidos, pois, obviamente, estão fisicamente submetidos a pressão atmosférica.

#### 3.4.1.5 Interface entre Os Domínios

A necessidade de atenção à interface entre o domínio rotacional e domínio estacionário é elementar e essencial para garantir a correta transferência de informações entre ambas as regiões. Na ligação entre esses domínios foi utilizado o modelo General Connection para conectar as duas regiões, a fim de aplicar uma mudança de quadro na interface entre ventiladores com o ar que os envolve e toda a região estacionária limitada pela condição *Opening*, também conectando assim grades não correspondentes e transformando informações de uma região para outra.

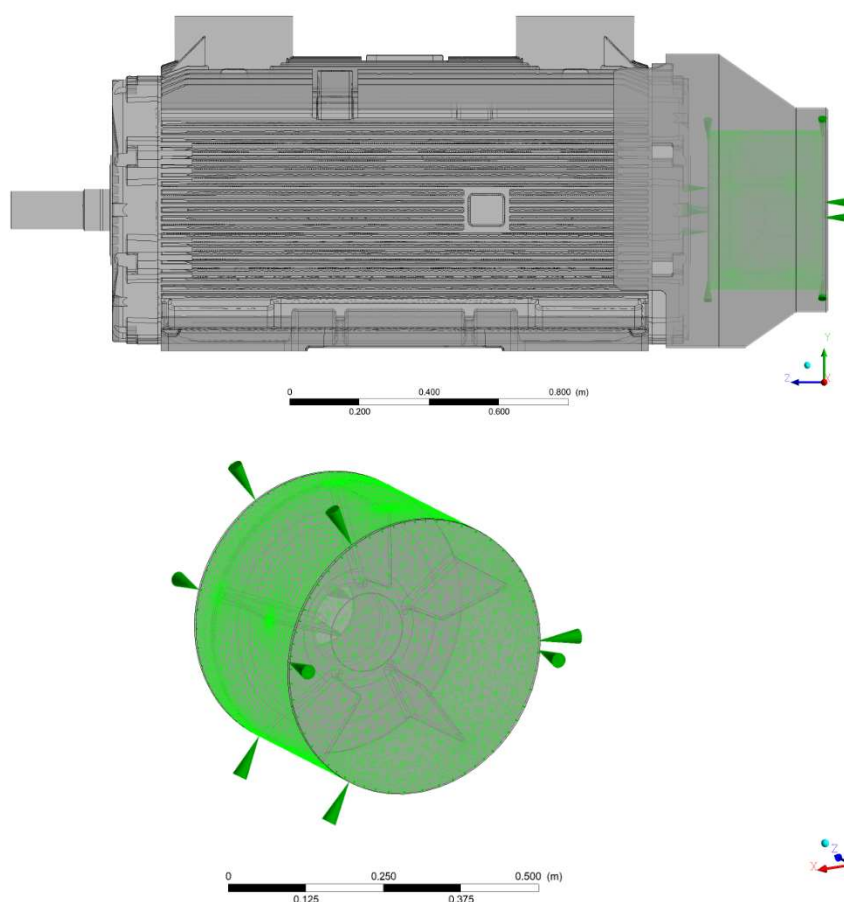


Figura 59 – Interfaces entre os domínios

Entre os tipos de conexões usuais para comunicação dos domínios do modelo, o *Stage (Mixing-Plane)* é tido como um dos mais vantajosos, se a variação circunferencial do fluxo não for relevante em relação ao passo do componente. Nessa abordagem por MRF, é propiciada a comunicação dos domínios através da interface que os une. No MRF basicamente considera-se uma posição fixa relativa dos componentes. Já no *Stage* é calculada a média circunferencial dos fluxos em bandas e são transmitidos os fluxos médios para o componente a jusante, considerando a origem do escoamento. Cada quadro de referência no estado estacionário é resolvido através de uma média circunferencial dos fluxos por meio das bandas de interface. Nesse processo as passagens das hélices levam em consideração os efeitos de interação com a média de tempo, mas não de interação transitória. Ocorre, contudo, perda de mistura uma única vez. Supõe-se que a mistura física oriunda do movimento relativo entre os componentes é grande o bastante para provocar a mistura de qualquer perfil de velocidade a montante, antes de entrar no componente do motor a jusante.

O perfil de pressão na interface é obtido por extrapolação dentro do local da interface, a montante ou a jusante da interface, para os lados a montante e a jusante, respectivamente. Se não houver instabilidade, por padrão, o perfil de pressão é decaído por 5% em direção a um valor constante.

A pressão estática média dentro de cada banda, nos lados a montante e a jusante da interface, será a pressão média da banda. O tratamento para a velocidade no lado a jusante foi de pressão total constante, permitindo que o perfil de velocidade a jusante se ajuste naturalmente às influências a jusante, sendo recomendado esse modelo para componentes bem unidos.

Os ângulos foram definidos como *Specified Pitch Angles* em 360°, o que dará maior robustez ao modelo, permitindo especificar o ângulo de inclinação no lado 1 (domínio rotativo) e no lado 2 (domínio estacionário) da interface do domínio e dessa forma, é garantido o alinhamento rotacional entre ambos.

Na interface sólido fluido, foi definida a opção de transferência de calor em *Additional Interface Models*, determinando-se em seguida que os modelos de transferência de calor sejam aplicados entre os lados da interface, antes de se prosseguir para definição da opção de *Mesh Motion*.

### 3.4.1.6 Aplicação do Modelo de Turbulência

Tendo-se conhecimento sobre o regime de escoamento, dado pelo número de Reynolds e do funcionamento das especificações de turbulência expostas na seção 3.1.1, se escolheu o modelo de turbulência mais adequado e assim sendo o modelo de turbulência usado foi o *Shear Stress Transport (SST)*. Por padrão o *Automatic Wall Treatment* e *Scalable Functions* atuaram em conjunto com o modelo. De acordo com o que preconizou a seção 3.1.2, a Figura 60 ilustra um esquema básico do funcionamento do modelo (não devendo o método de *Low-Reynolds Number* ser confundido com o número de Reynolds que determina o tipo de escoamento, quanto a regime laminar e turbulento).

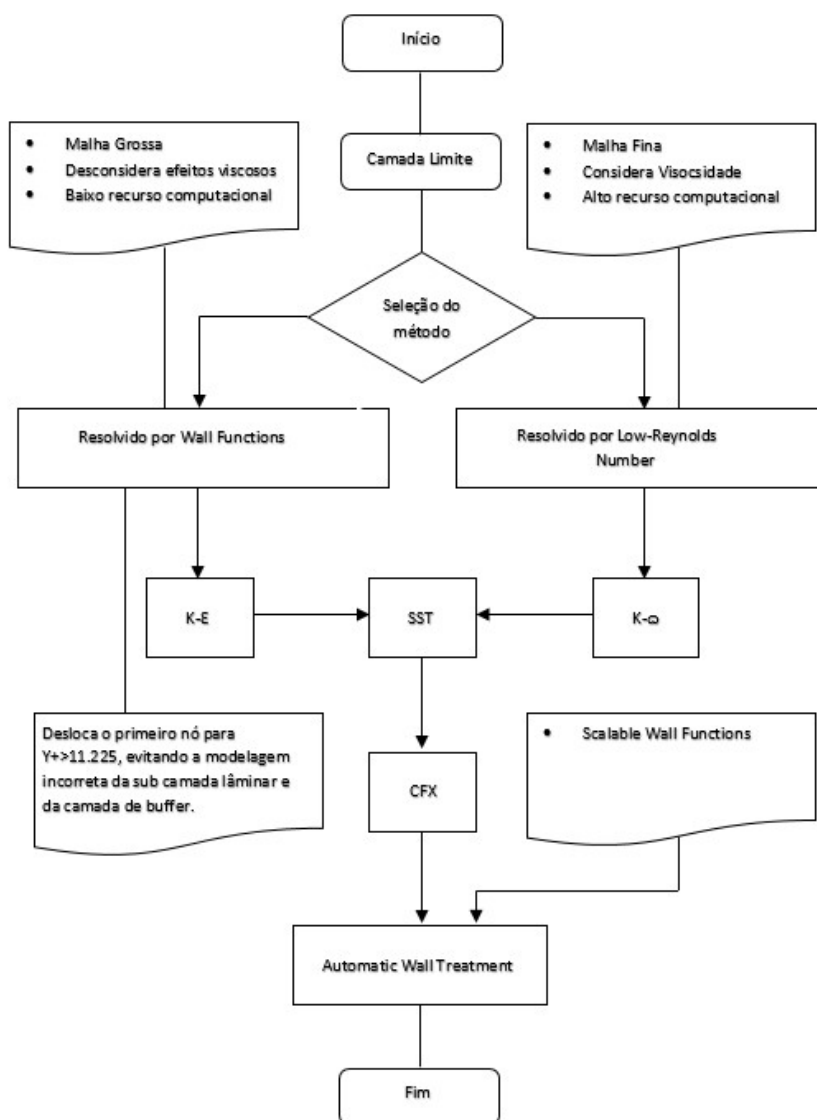


Figura 60 – Diagrama do funcionamento do modelo de turbulência

Ressalta-se por fim nesse tópico que não se considera o modelo *Transitional Turbulence* devido à natureza da máquina em análise no escopo do projeto. Essa associação é geralmente feita quando é significativa uma transição de turbulência no fluxo.

### 3.4.1.7 Variáveis de Monitoramento

A escolha dos pontos de interesse para monitoramento das variáveis foi feita para criar base de dados de modo a contribuir com a utilidade e finalidades de projetos posteriores. O levantamento dos pontos foi feito por meio do *software SolidWorks*, para introdução de suas respectivas coordenadas dimensionais no espaço, no *software CFX*. Os 26 pontos foram distribuídos longitudinalmente ao redor da carcaça (entre as aletas) no *software CAD (computer-aided design)*, sendo 9 pontos em cada lado, 8 pontos ao meio do comprimento do motor, 8 pontos a 50mm do início das aletas, 8 pontos a 50mm do final das aletas e 6 pontos na parte superior, sendo desses, 4 ao lado das caixas de ligação, 1 na entrada e 1 na saída. A definição dessa localização foi feita conforme interesse e possível intervenção no processamento.



Figura 61 – Monitoramento da etapa de processamento da simulação

Juntamente com o monitoramento das demais variáveis pode ser interessante criar expressões sob outros aspectos físicos importantes, como as que foram usadas, seguindo o formato abaixo:

Tabela 12 – Exemplos de expressões utilizadas

| Variável                    | Expressão                            |
|-----------------------------|--------------------------------------|
| Eddy Viscosity Ratio        | (eddy viscosity)/(dynamic viscosity) |
| Y+ médio                    | areaave(yplus)@fronteira             |
| Y+ máximo                   | max(yplus)@fronteira                 |
| Torque                      | $\tau$ =torque_x()@local             |
| Temperatura Média no Sólido | volumeave(Temperature)@solid_domain  |

#### 3.4.1.8 Parâmetros de Controle da Solução do Software

A solução também deve atender a parâmetros que regem as condições para constatação da metodologia estabelecida, no que se refere ao controle de iterações dos cálculos das equações sobre as malhas dos domínios. Posto isto, há algumas ponderações que valem ser colocadas para melhor compreensão do que abrange esse tópico.

Para a convergência, foi definido que o critério não se daria por monitorar apenas os resíduos diretamente, mas também os valores de saída do modelo, esperando variação de velocidade inferior a aproximadamente 1% e temperatura 1°C. Alguns dos casos foram simulados com até 1000 iterações e maior tolerância no critério de convergência, não havendo diferenças relativamente significativas que indicassem erro para o propósito trazido ao estudo.

Durante o processamento, é possível realizar o acompanhamento dos resíduos no solver, através do histórico do estado da solução, em partes específicas da equação. Isso permite identificar com maior facilidade eventuais dificuldades com a convergência.

O registro das iterações da convergência seguiu a equação:

$$Rate = \frac{R_n}{R_n - 1} \quad (3.94)$$

Onde:

$n$  é o número da iteração;

$R_n$  é o resíduo na iteração  $n$ ;

$R_n - 1$  é o resíduo na iteração anterior;

$Rate$  é a taxa de convergência.

Quando a taxa de convergência é menor do que 1, significa que houve convergência. A simbologia usada pelo solver segue conforme abaixo:

F - Indica que a solução dos *solvers* lineares diverge e com isso os resíduos não reduzem, mas podem continuar se a divergência não for catastrófica;

ok - Indica que os resíduos foram reduzidos, mas que o grau de redução não atendeu aos critérios especificados;

OK - Indica que os critérios de convergência especificados para a redução de resíduos foram atingidos;

\* – Indica que existiu uma exceção numérica de ponto flutuante e isso resultou na falha dos *solvers* lineares.

Se a informação da convergência foi conforme esperado, significa que a equação convergiu e o resultado deve ser confiável, não havendo nenhuma exceção numérica de ponto flutuante que impeça o prosseguimento do processamento, em overflow por exemplo, em sofrimento para representação do caso, ou com qualquer instabilidade numérica. Quando os resíduos não convergem o suficiente, nem mesmo com *timestep* maior, talvez seja necessário pesquisar a região onde estão os maiores resíduos.

Para reduzir o tempo de simulação poder-se-ia usar valores já esperados para os domínios, sendo a velocidade angular do próprio ventilador para o rotativo e a velocidade nos canais das aletas para o estacionário, assim como a temperatura aproximada de 310K (pouco superior à temperatura ambiente de 298.15K).

Destaca-se ainda que a escolha de *Timescale* menor no início da simulação permite capturar o comportamento do fluido com mais detalhes, como se deseja. A redução ocorre no sentido de obter maior sensibilidade quando a variação do

fenômeno é mais sutil.

O tratamento do CFX para o regime estacionário é feito de forma *pseudo* transitória. A abordagem é implícita e tida como robusta, portanto, a convergência pode ser perseguida de forma mais rápida, por meio de escalas de tempo relativamente grandes, mas não demasiada o bastante para que a convergência seja insuficiente, levando a instabilidade e divergência numérica.

Todavia se a escala de tempo for muito pequena a convergência será muito lenta, haja vista a ocorrência da solução no tempo de variações turbulentas de pequena escala entre um *pseudo timestep* e *timestep*, fazendo com que não haja grande redução de resíduos.

É importante conhecer bem as condições de controle para saber como será aplicá-las à simulação. A escala de tempo nesse contexto é um conjunto específico de divisões de tempo e está relacionada às condições de contorno, podendo essa ser aumentada ou diminuída. No modelo proposto foi adotado o método *Physical Time Scale* para as variáveis estudadas (a *timescale* sólido pode ser usado quando há transferência de calor por condução, podendo ser definido para um valor aproximado a 400s). Foi especificada uma estimativa inicial para escala de tempo física, seguindo recomendações gerais para o seu aumento e tomou-se como base uma expressão matemática. A inicialização então obedeceu a uma função específica de *timesteps* para garantir um amortecimento consoante. Esse controle reduz a escala inicial e aumenta a robustez, sendo considerado uma boa aproximação inicial.

$$if(aitern < 20, 0.01 * ts, 10 * ts) \quad (3.95)$$

A função *aitern* na expressão acima retorna o número de iterações absolutas, ou seja, o número de iterações desde que foi iniciado pela primeira vez. Os fatores multiplicadores na expressão podem ser alterados para produzir aceleração ou desaceleração desse processo.

O fator  $ts$  será dado pela equação abaixo:

$$ts = \frac{1}{rotação} \quad (3.96)$$

Onde  $ts$  é a inversa da função da velocidade periférica do ventilador sobre seu diâmetro, dada pela fração de 1 pela velocidade angular, ou seja, a rotação.

$$rotação = \omega = \frac{rad}{s} \quad (3.97)$$

Depreende-se dessa inicialização que serão ressaltadas mudanças significativas na velocidade de entrada após a vigésima iteração.

No *CFX* as iterações são chamadas de *Coefficient Loops*. O número de coeficientes necessários definirá o tamanho do *timestep*. Neles as equações são linearizadas, logo a parte não linear das equações de Navier-Stokes será dada pela atualização da iteração.

Para cada expressão são oferecidas as equações que determinam os campos de velocidade nos referidos domínios e na fase existente, para as quais deve-se tomar o cuidado de reconhecer as peculiaridades de escalas de tempo respectivamente à equação de continuidade, momento, energia e demais cálculos atinentes à solução<sup>37</sup>.

O tempo de simulação de cada caso foi geralmente de 1h para tolerância residual de  $10e^{-4}$  e de 12h para tolerância de  $10e^{-5}$ . Consoante aos demais critérios de convergência de percentual máximo de variação de grandezas físicas monitoradas compatíveis com a estabilização do regime estacionário, duração do projeto, recurso computacional em uso e a possibilidade de eventuais oscilações de resíduos abaixo de  $10^{-4}$ , sobretudo nas primeiras 150 iterações, deve-se perseguir uma tolerância tão menor quanto possível de  $10e^{-6}$ .

A massa tendeu a demorar um pouco mais a convergir nos casos que continham carcaça curta.

Contudo não houve diferença significativa, nos aspectos apontados, entre tipos de carcaças, ventiladores ou número de pólos, que impactasse no objetivo dos resultados.

### 3.4.1.9 Parâmetros de Pré-Processamento Relacionados ao *Hardware*

A última parte enfatizada das especificações das configurações das simulações realizadas traz algumas informações importantes da interação entre software e hardware. Essa etapa é preponderante devido a determinação direta da adequação do modelo e da viabilidade sumária das simulações mediante o recurso computacional atribuído efetivamente.

Em se tratando do melhor uso da memória foi providenciado um incremento no hardware, primeiramente para 32GB e posteriormente a quantidade de memória foi aumentada mais uma vez, totalizando 64GB. Outras medidas tomadas no que se refere ao uso de memória foram:

- Aumento do *Memory Alloc Factor* para 1.5 (no solver);
- Redução do número de variáveis para monitoramento em um primeiro momento para estimar o impacto na quantidade de memória dispensada;
- Redução do nome das pastas e arquivo do diretório.

Alguns dos principais parâmetros de simulação do solver foram:

- Execução da simulação em máquina local;
- Paralelismo de 4 núcleos (com a partição gerada automaticamente pelo próprio solver);
- Uso da biblioteca de comunicação paralela *Windows MPI (Message Passing Interface)* para o sistema operacional *Windows*;
- Habilitação do recurso *Coupled Partitioning*, dando melhores partições e geralmente levando a melhor escalabilidade, algumas vezes melhor robustez e menos requisitos de memória. Criando um procedimento para que todos os domínios conectados juntos são particionados juntos. Há dessa forma menos limites de partição do que o particionando independentemente, mas os domínios sólidos ainda são particionados separadamente dos domínios fluidos;
- Uso do particionamento *Metis (Multilevel Graph Partitioning Software)*, pelo qual o processo de partição é automático, mas não é aproveitado o alinhamento de direção de coordenadas e é necessário aproximadamente 250 MB para uma malha contém número de nós da ordem de  $1e^6$ .
- Esse método cria regiões de *overlap* nas interfaces das partições. Essas regiões são responsáveis pela comunicação e sobrecarga de memória durante uma execução paralela. O percentual de nós sobrepostos pelo total de nós da malha deve ser menor que 10% e nunca maior do que 20%.

A rigor, com o custo de memória estimado pela prática verificada (baseado apenas nas simulações desenvolvidas neste trabalho) se torna recomendado o uso de computadores com o mínimo de 64GB para esse tipo de simulação. Pressupõe-se a dedicação de 1GB para cada  $1e+6$  elementos tetraédricos, ressaltando que uma maior carcaça deve indicar maior custo de memória.

Muitas vezes a percepção de tempo decorrido na geração das malhas pode aparentar maior imputação à complexidade da geometria do que à quantidade de elementos que a mesma possui. Nesse caso, a proporção de memória é menos verdadeira em correspondência à relação com o número de elementos. É evidente, sobretudo, a divisão dessa prerrogativa fundamentalmente entre os dois fatores. Ainda assim mais memória, em boa medida, permite gerar malhas com maior rapidez, reduzir o tempo de simulação em alguns casos, obter outros tipos de análises, onde ser requer maior precisão em regiões próximas a parede, como para simulações de transferência de calor, por exemplo. A Tabela 13 mostra uma sucinta relação entre memória e número de elementos despendidos na experiência com esse projeto.

Tabela 13 – Relação entre memória e número de elementos

| Memória (GB) | Número de Elementos (aproximadamente) |
|--------------|---------------------------------------|
| 15           | $17e^6$                               |
| 30           | $31e^6$                               |
| 62           | $60e^6$                               |

Deve ser observado que o *CFX* não trabalha com a malha em si, mas sim com uma projeção virtual da mesma. A possibilidade de, eventualmente, imperfeições em elementos virem a ser ignoradas pelo solver deve ser observada<sup>38</sup>.

Tabela 14 – Leitura da malha pelo *Ansys CFX*

| Símbolo | Condição  | Parâmetro                                      |                                                |                                      |                                 |
|---------|-----------|------------------------------------------------|------------------------------------------------|--------------------------------------|---------------------------------|
|         |           | <i>Maximum aspect ratio (double precision)</i> | <i>Maximum aspect ratio (single precision)</i> | <i>Maximum mesh expansion factor</i> | <i>Minimum orthogonal angle</i> |
| OK      | Boa       | $< 10000.0$                                    | $< 100.0$                                      | $< 5.0$                              | $< 50^\circ$                    |
| ok      | Aceitável | $10000.0 < 100000.0$                           | $100.0 < 1000.0$                               | $5.0 < 20.0$                         | $50^\circ < 20^\circ$           |
| !       | Pobre     | $> 100000.0$                                   | $> 1000.0$                                     | $> 20.0$                             | $> 20^\circ$                    |

Fonte: Manual do Usuário do *Ansys CFX*

## 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste estudo de caráter preliminar, a dinâmica do ar na superfície externa do motor é preponderante. Consideram-se os parâmetros como sendo de grande relevância para análise do comportamento do fluido, os quais podem indicar as regiões da carcaça propensas ao surgimento de pontos de aquecimento e possíveis futuras causas de deterioração do equipamento.

### **4.1 Resultados da Simulação Numérica do Comportamento do Escoamento do Fluido**

O estudo mostra que a taxa de mudança de velocidade de fluxo do ar perpendicular à parede da carcaça do motor, relacionada à tensão de corte (ou cisalhamento) nas paredes, o *Wall Shear Stress*, está por sua vez relacionada à efetiva incidência de ar, pois quanto maior a tensão de corte, mais quente serão essas áreas, maior será a deformação e, logo, maior será a convecção. A tensão de corte na superfície poderá ser mais precisa do que a velocidade, em uma análise qualitativa. A velocidade em estado estacionário mostra a magnitude da velocidade absoluta, com respeito ao quadro de referência (e não ao quadro de rotação). É enfatizado, obviamente, que a estrutura geométrica externa da superfície do W22Xdb, abordada neste trabalho, possui ângulos entre as aletas e demais estruturas, que induzem alterações do escoamento expressivas nessa região, o que pode ser considerado como fator significativo para remoção de calor.

O mapeamento das diversas combinações dos motores tem característica dinâmica, logo novas simulações virão a ser incorporadas. A partir desse estudo iniciou-se uma base de dados a qual está se desdobrando para novos projetos.

Abaixo segue o início do mapeamento contemplado no presente trabalho. Os quadros mostram a velocidade e tensão de corte nos planos ortogonais aos eixos x, y e z.

Tensão de Corte (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 2 Pólos e Carcaça Curta

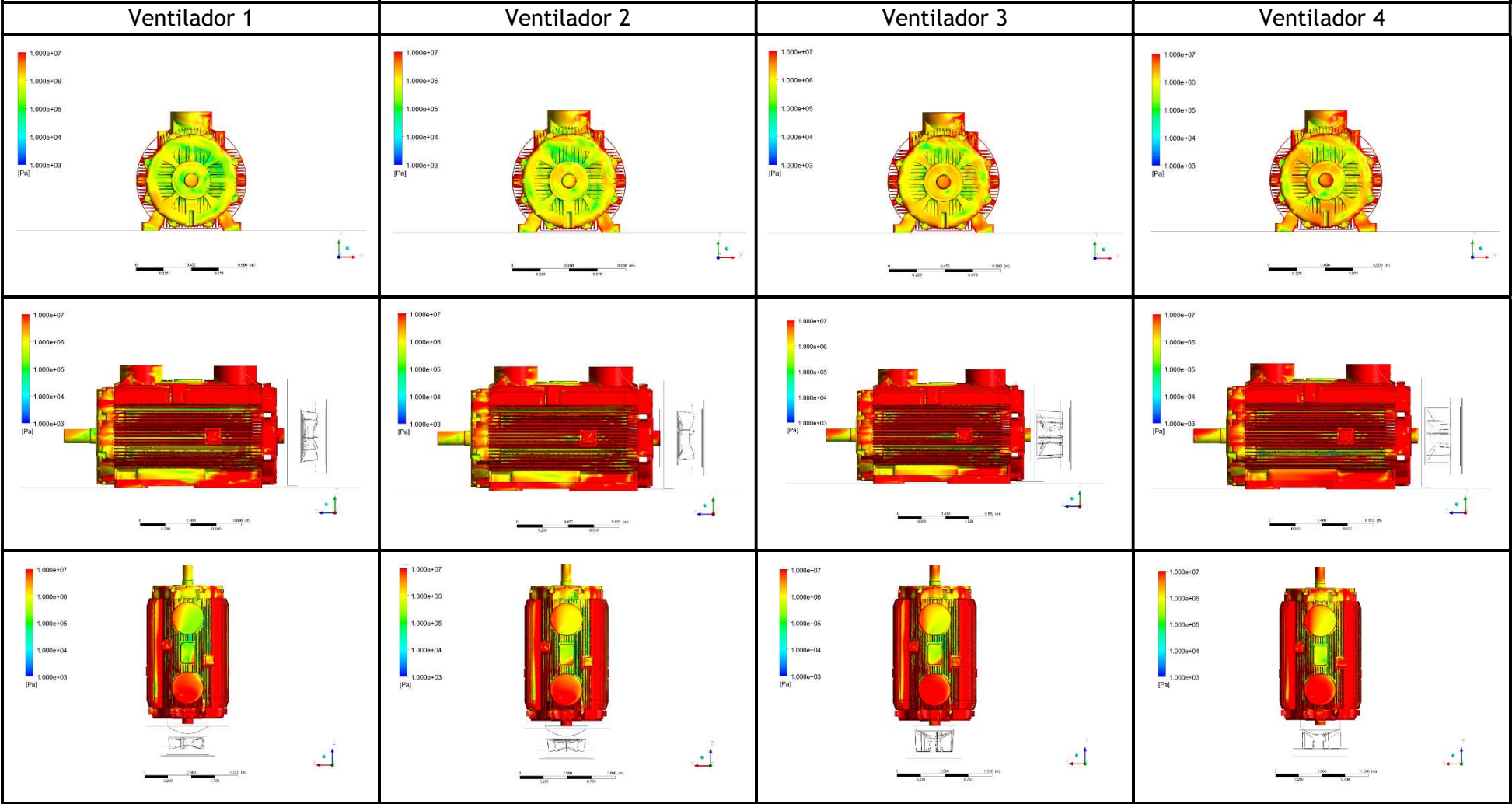


Figura 62 – Tensão de Corte (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 2 Pólos e Carcaça Curta

Tabela 15 – Média da Área Ponderada da Tensão de Corte na Carcaça - 2 Pólos e Carcaça Curta

| Variável                                                                      | Ventilador 1 | Ventilador 2 | Ventilador 3 | Ventilador 4 |
|-------------------------------------------------------------------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| Média da Área Ponderada da Tensão de Corte ( $\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$ ) | 1.38675      | 1.41959      | 1.87804      | 1.88731      |

Observação: Os valores da variável, nas imagens, foram normalizados para comparação entre os diferentes ventiladores e número de pólos.

### Tensão de Corte (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 4 Pólos e Carcaça Curta

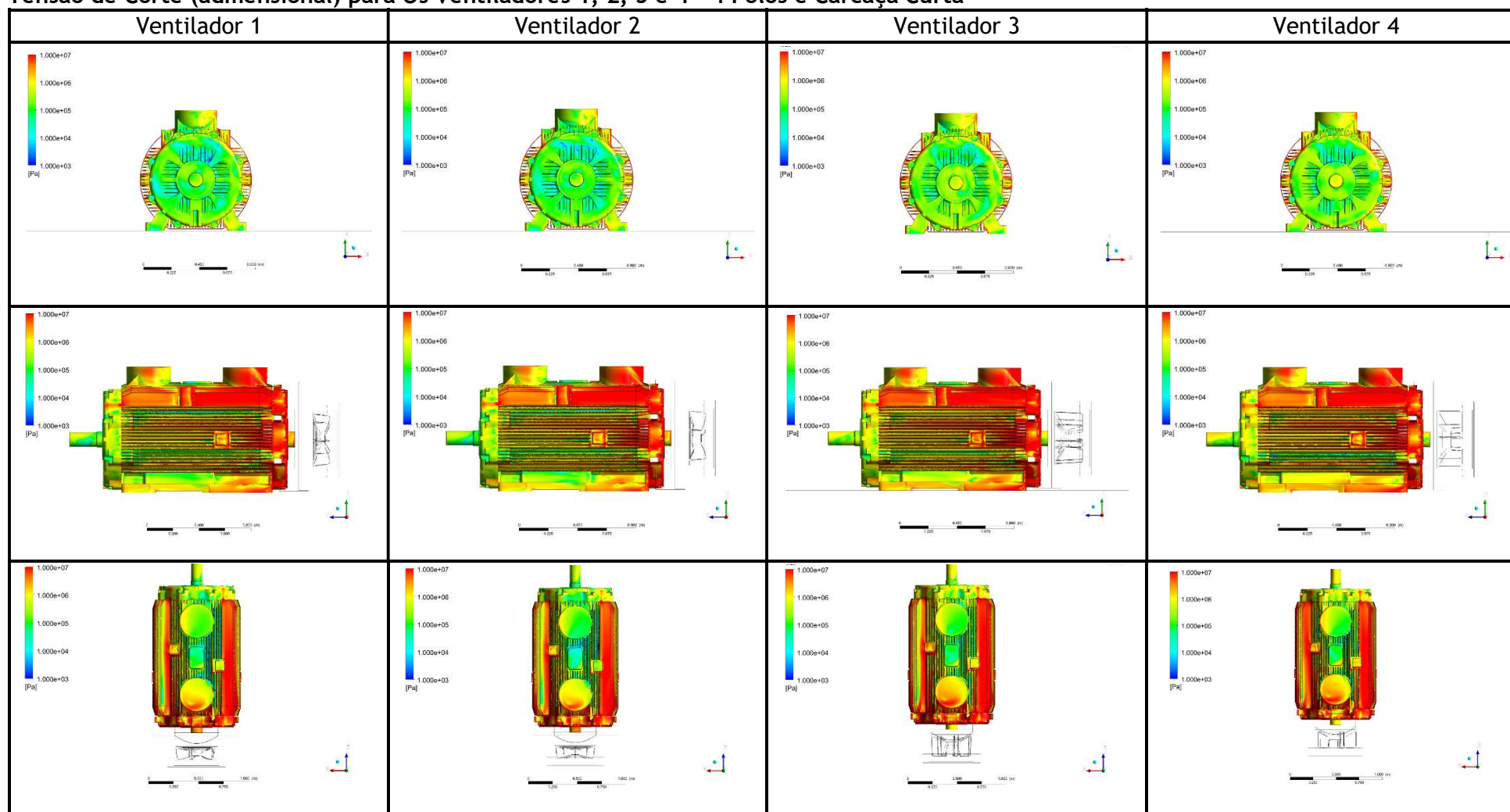


Figura 63 – Tensão de Corte (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 4 Pólos e Carcaça Curta

Tabela 16 – Média da Área Ponderada da Tensão de Corte na Carcaça - 4 Pólos e Carcaça Curta

| Variável                                                                      | Ventilador 1 | Ventilador 2 | Ventilador 3 | Ventilador 4 |
|-------------------------------------------------------------------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| Média da Área Ponderada da Tensão de Corte ( $\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$ ) | 0.407602     | 0.392454     | 0.533615     | 0.506740     |

Observação: Os valores da variável, nas imagens, foram normalizados para comparação entre os diferentes ventiladores e número de pólos.

### Tensão de Corte (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 6 Pólos e Carcaça Curta

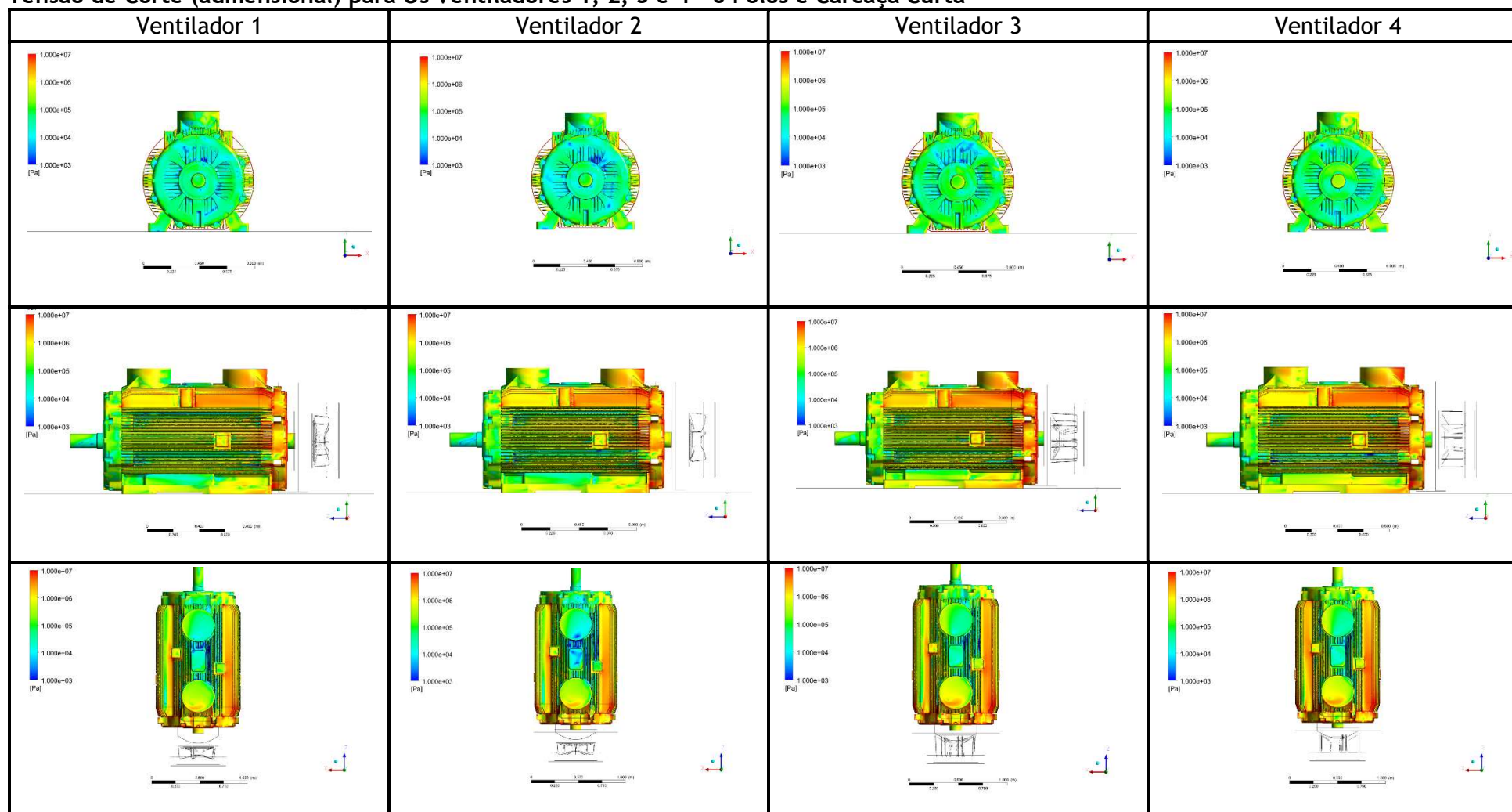


Figura 64 – Tensão de Corte (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 6 Pólos e Carcaça Curta

Tabela 17 – Média da Área Ponderada da Tensão de Corte na Carcaça - 6 Pólos e Carcaça Curta

| Variável                                                                      | Ventilador 1 | Ventilador 2 | Ventilador 3 | Ventilador 4 |
|-------------------------------------------------------------------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| Média da Área Ponderada da Tensão de Corte ( $\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$ ) | 0.201730     | 0.192067     | 0.260823     | 0.246018     |

Observação: Os valores da variável, nas imagens, foram normalizados para comparação entre os diferentes ventiladores e número de pólos.

### Tensão de Corte (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 8 Pólos e Carcaça Curta

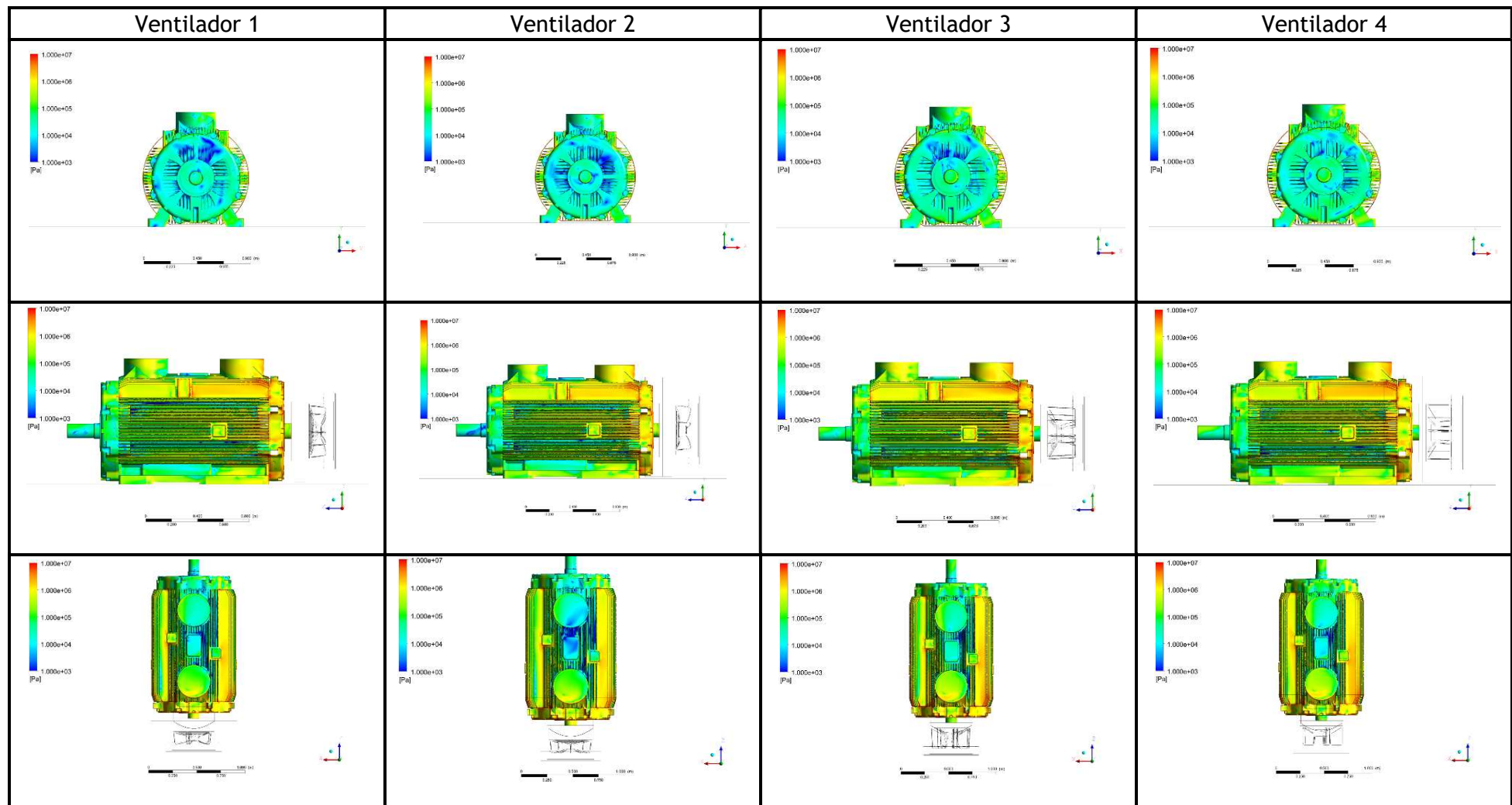


Figura 65 – Tensão de Corte (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 8 Pólos e Carcaça Curta

Tabela 18 – Média da Área Ponderada da Tensão de Corte na Carcaça - 8 Pólos e Carcaça Curta

| Variável                                                                      | Ventilador 1 | Ventilador 2 | Ventilador 3 | Ventilador 4 |
|-------------------------------------------------------------------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| Média da Área Ponderada da Tensão de Corte ( $\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$ ) | 0.122514     | 0.117147     | 0.156281     | 0.148322     |

Observação: Os valores da variável, nas imagens, foram normalizados para comparação entre os diferentes ventiladores e número de pólos.

Tensão de Corte (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 2 Pólos e Carcaça Longa

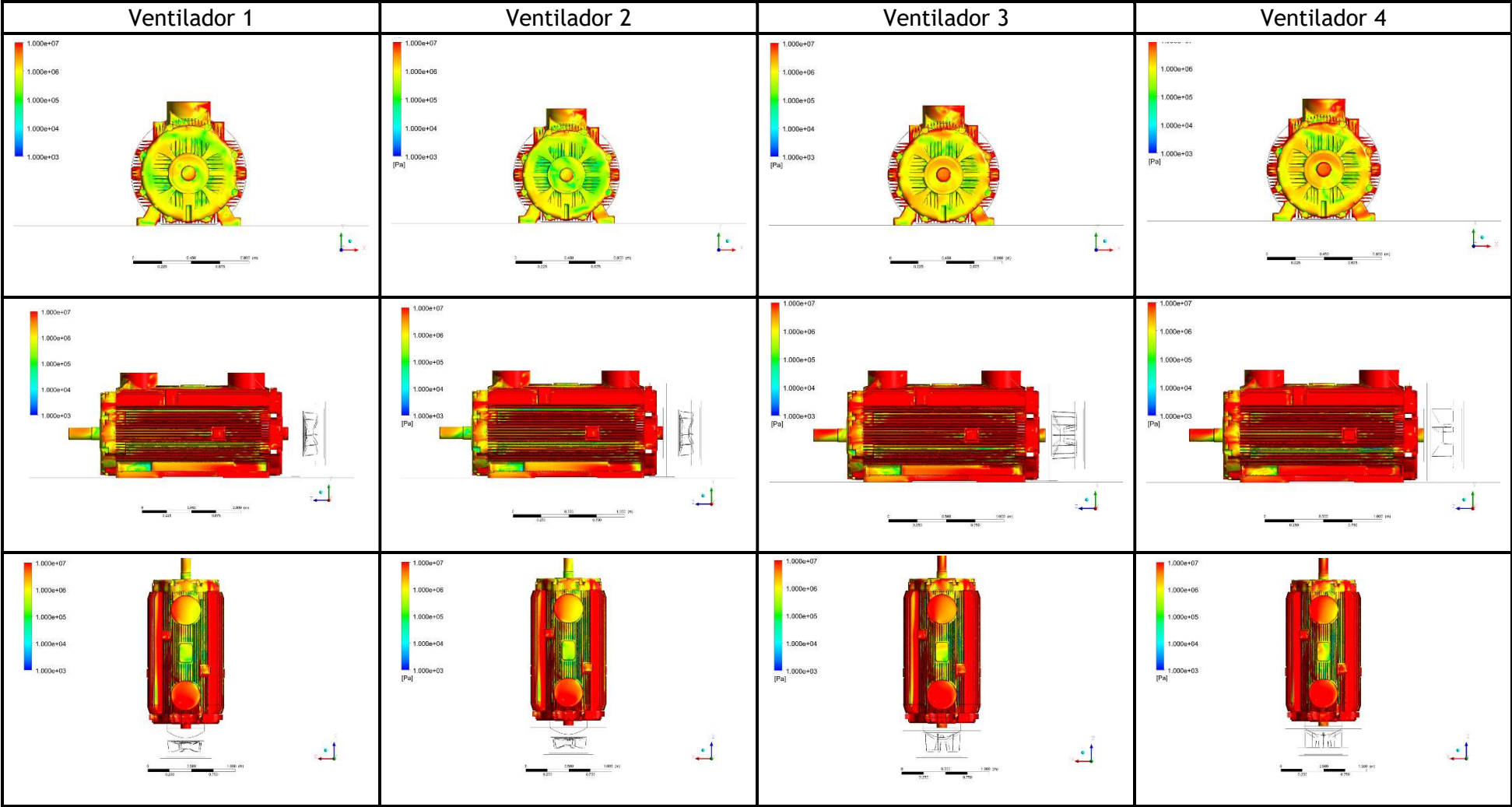


Figura 66 – Tensão de Corte (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 2 Pólos e Carcaça Longa

Tabela 19 – Média da Área Ponderada da Tensão de Corte na Carcaça - 2 Pólos e Carcaça Longa

| Variável                                                                      | Ventilador 1 | Ventilador 2 | Ventilador 3 | Ventilador 4 |
|-------------------------------------------------------------------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| Média da Área Ponderada da Tensão de Corte ( $\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$ ) | 1.247530     | 1.246550     | 1.706500     | 1.626300     |

Observação: Os valores da variável, nas imagens, foram normalizados para comparação entre os diferentes ventiladores e número de pólos.

### Tensão de Corte (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 4 Pólos e Carcaça Longa

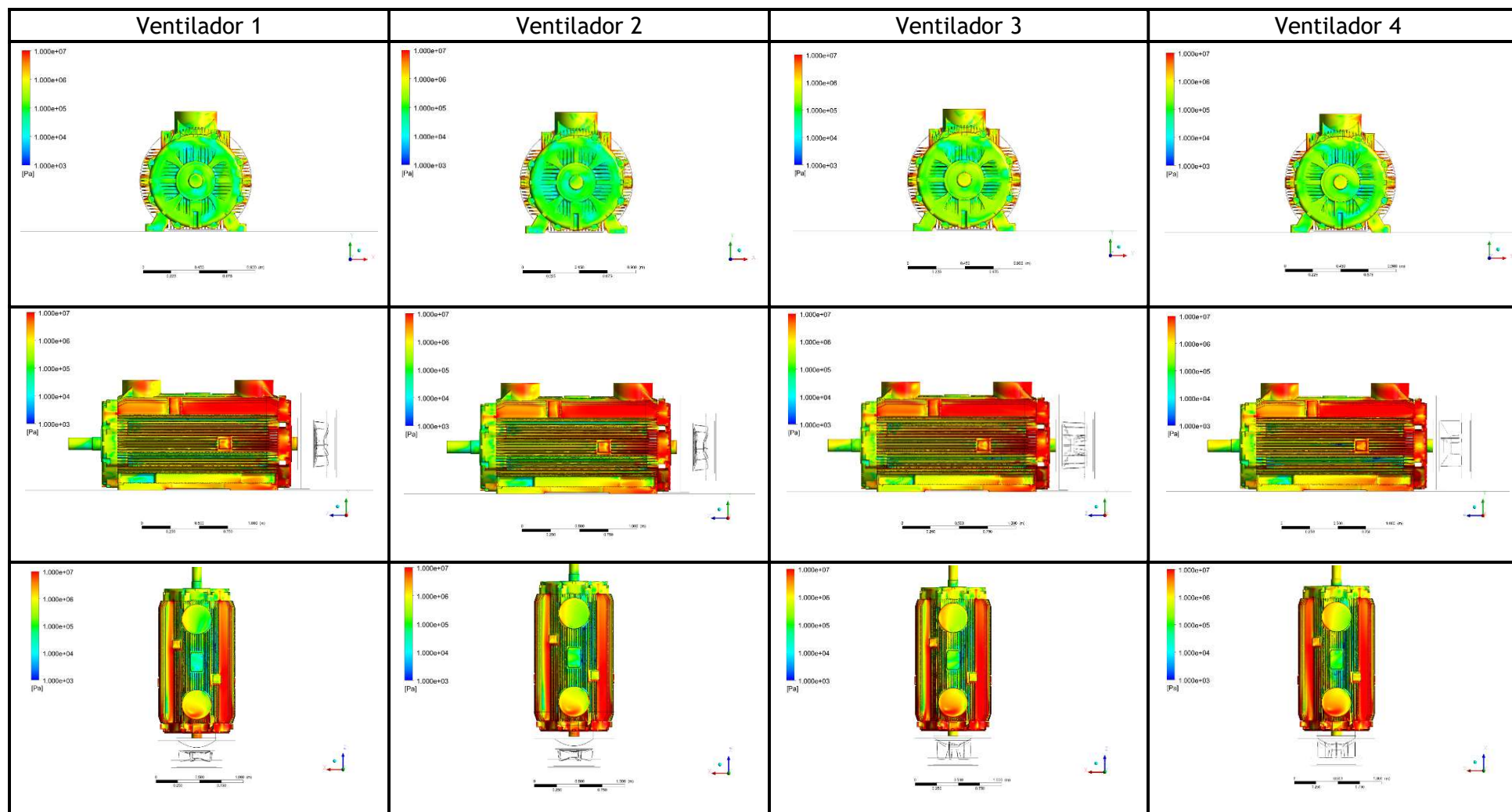


Figura 67 – Tensão de Corte (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 4 Pólos e Carcaça Longa

Tabela 20 – Média da Área Ponderada da Tensão de Corte na Carcaça - 4 Pólos e Carcaça Longa

| Variável                                                                      | Ventilador 1 | Ventilador 2 | Ventilador 3 | Ventilador 4 |
|-------------------------------------------------------------------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| Média da Área Ponderada da Tensão de Corte ( $\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$ ) | 0.356736     | 0.356351     | 0.483053     | 0.459065     |

Observação: Os valores da variável, nas imagens, foram normalizados para comparação entre os diferentes ventiladores e número de pólos.

Tensão de Corte (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 6 Pólos e Carcaça Longa

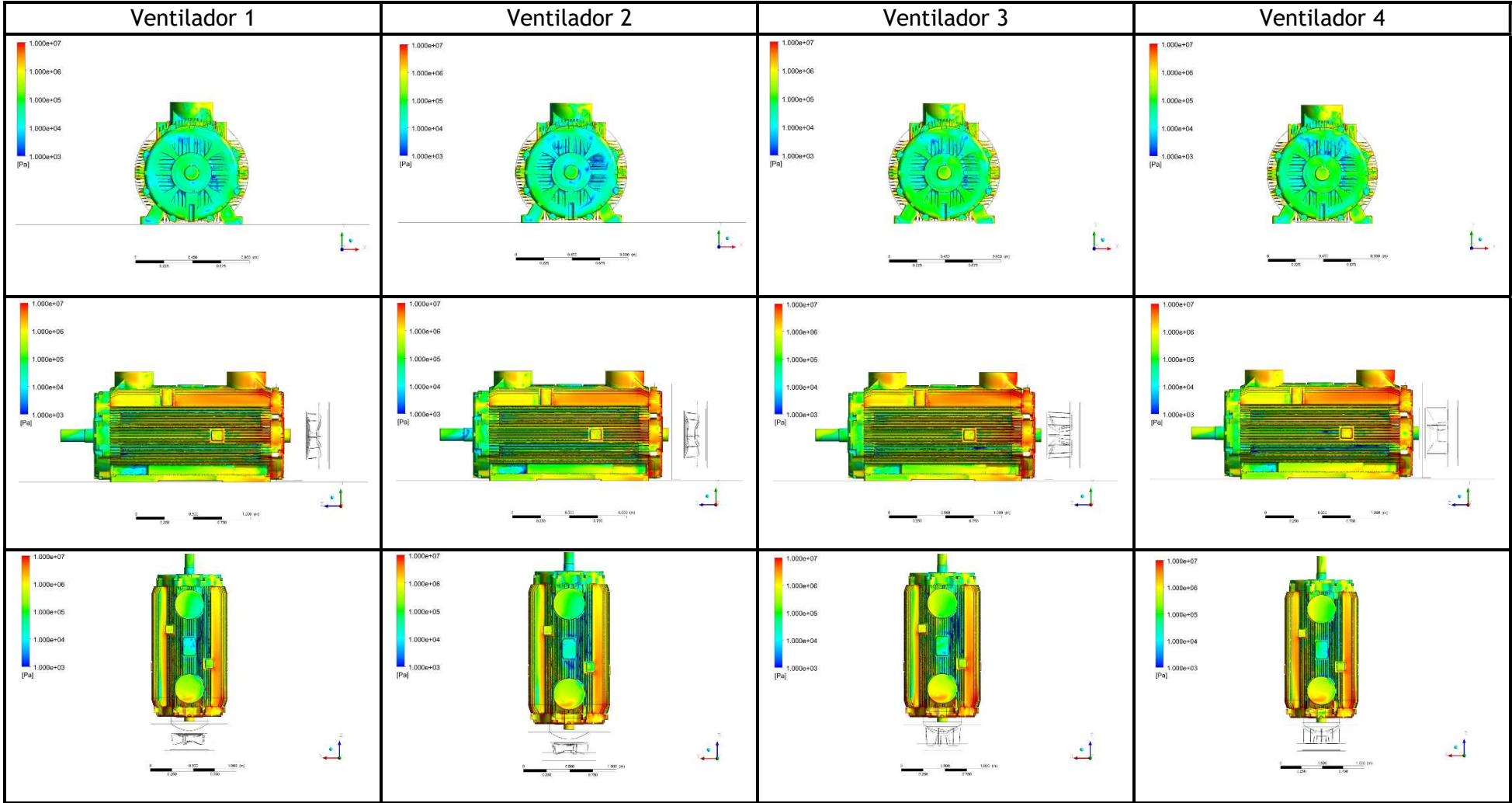


Figura 68 – Tensão de Corte (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 6 Pólos e Carcaça Longa

Tabela 21 – Média da Área Ponderada da Tensão de Corte na Carcaça - 6 Pólos e Carcaça Longa

| Variável                                                                      | Ventilador 1 | Ventilador 2 | Ventilador 3 | Ventilador 4 |
|-------------------------------------------------------------------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| Média da Área Ponderada da Tensão de Corte ( $\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$ ) | 0.174906     | 0.175814     | 0.233873     | 0.219753     |

Observação: Os valores da variável, nas imagens, foram normalizados para comparação entre os diferentes ventiladores e número de pólos.

Tensão de Corte (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 8 Pólos e Carcaça Longa

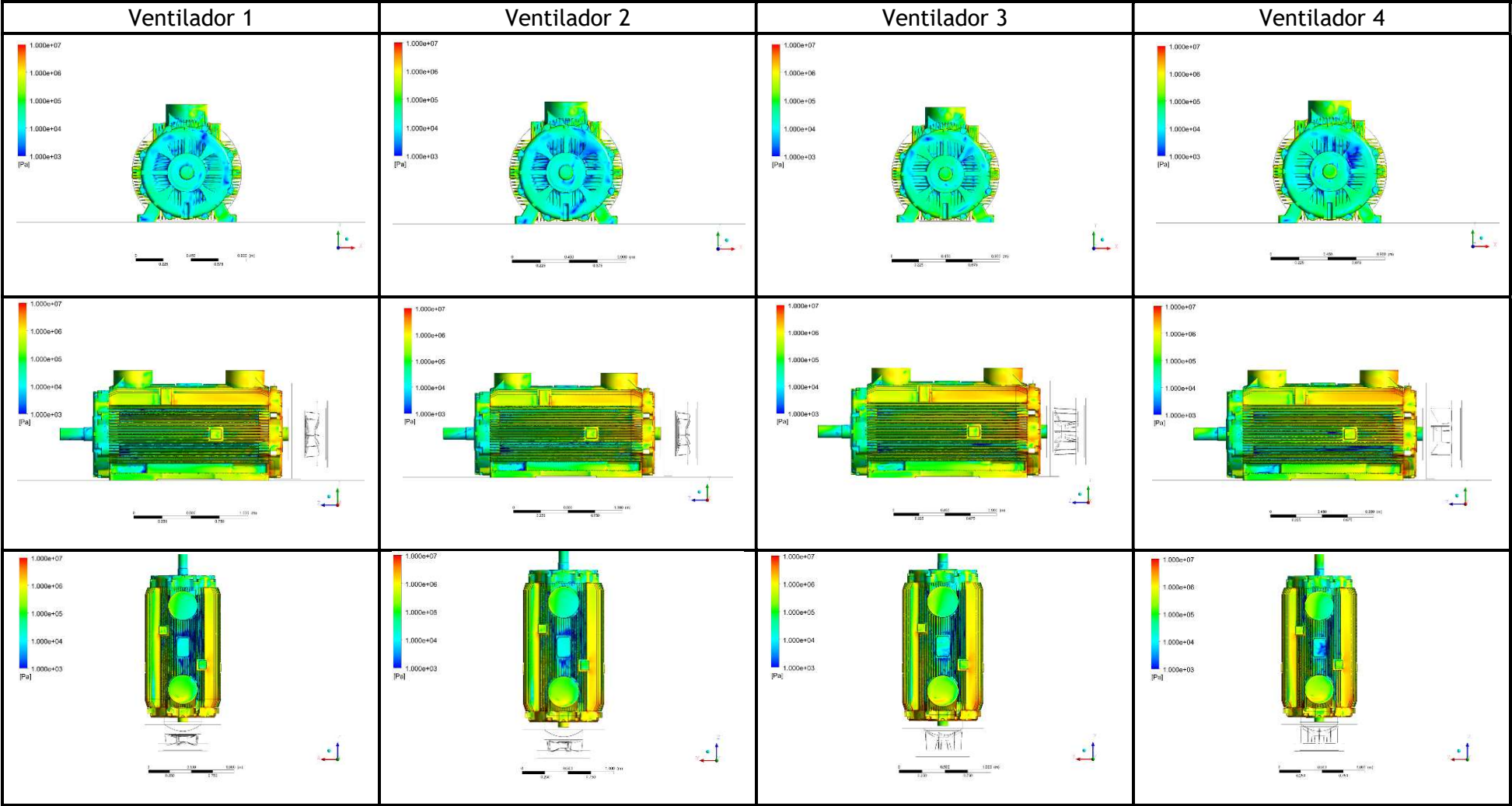


Figura 69 – Tensão de Corte (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 8 Pólos e Carcaça Longa

Tabela 22 – Média da Velocidade nos Pontos Pré-Definidos nas Aletas - 8 Pólos e Carcaça Longa

| Variável                                                                      | Ventilador 1 | Ventilador 2 | Ventilador 3 | Ventilador 4 |
|-------------------------------------------------------------------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| Média da Área Ponderada da Tensão de Corte ( $\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$ ) | 0.106545     | 0.108783     | 0.139465     | 0.131124     |

Observação: Os valores da variável, nas imagens, foram normalizados para comparação entre os diferentes ventiladores e número de pólos.

### Velocidade (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 2 Pólos e Carcaça Curta

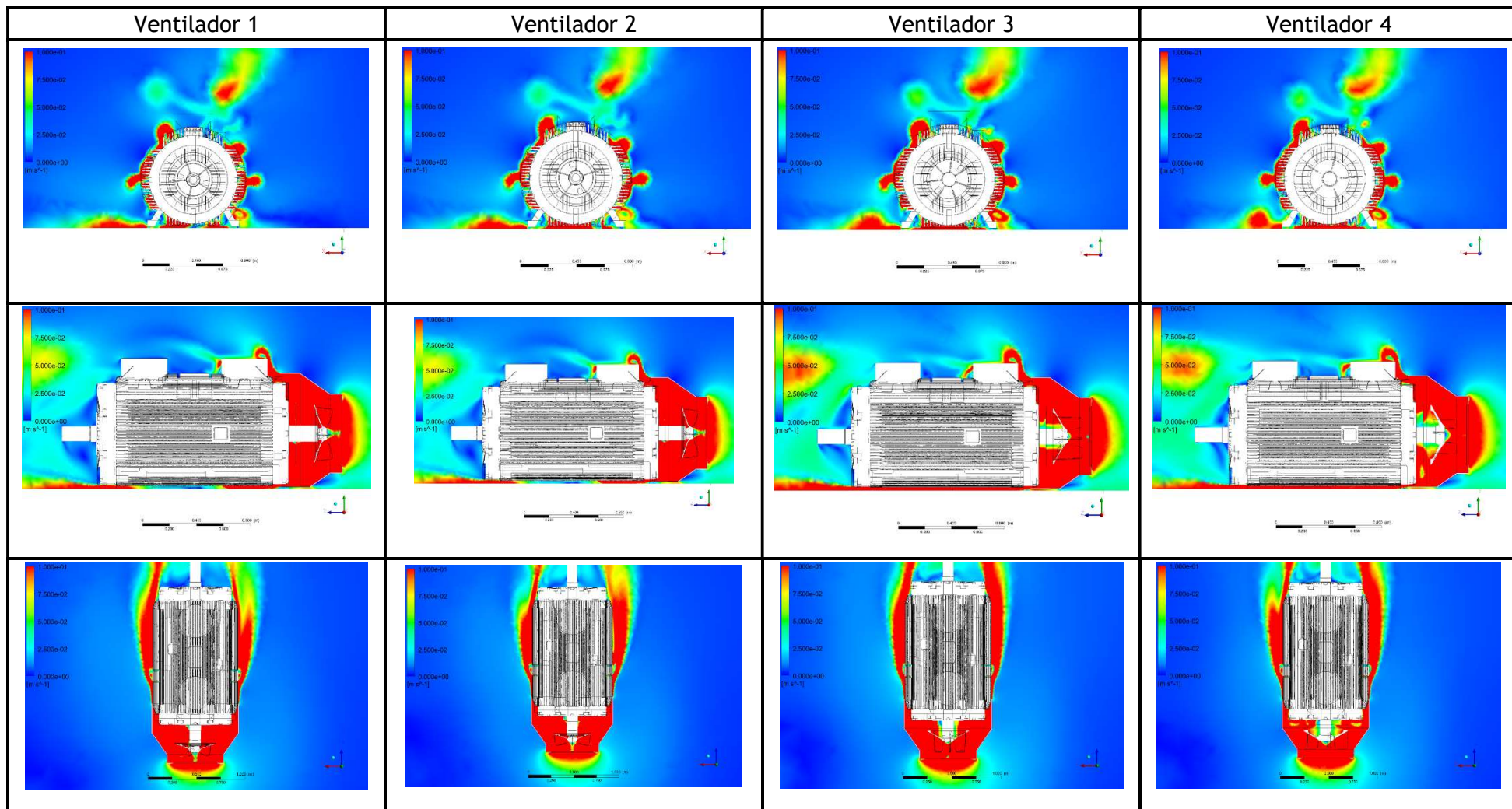


Figura 70 – Velocidade (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 2 Pólos e Carcaça Curta

Tabela 23 – Média da Velocidade nos Pontos Pré-Definidos nas Aletas - 2 Pólos e Carcaça Curta

| Variável                                           | Ventilador 1 | Ventilador 2 | Ventilador 3 | Ventilador 4 |
|----------------------------------------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| Média da Velocidade nos Pontos Pré-Definidos (m/s) | 20.894522    | 21.627853    | 27.768780    | 28.182306    |

Observação: Os valores da variável, nas imagens, foram normalizados para comparação entre os diferentes ventiladores e número de pólos.

### Velocidade (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 4 Pólos e Carcaça Curta

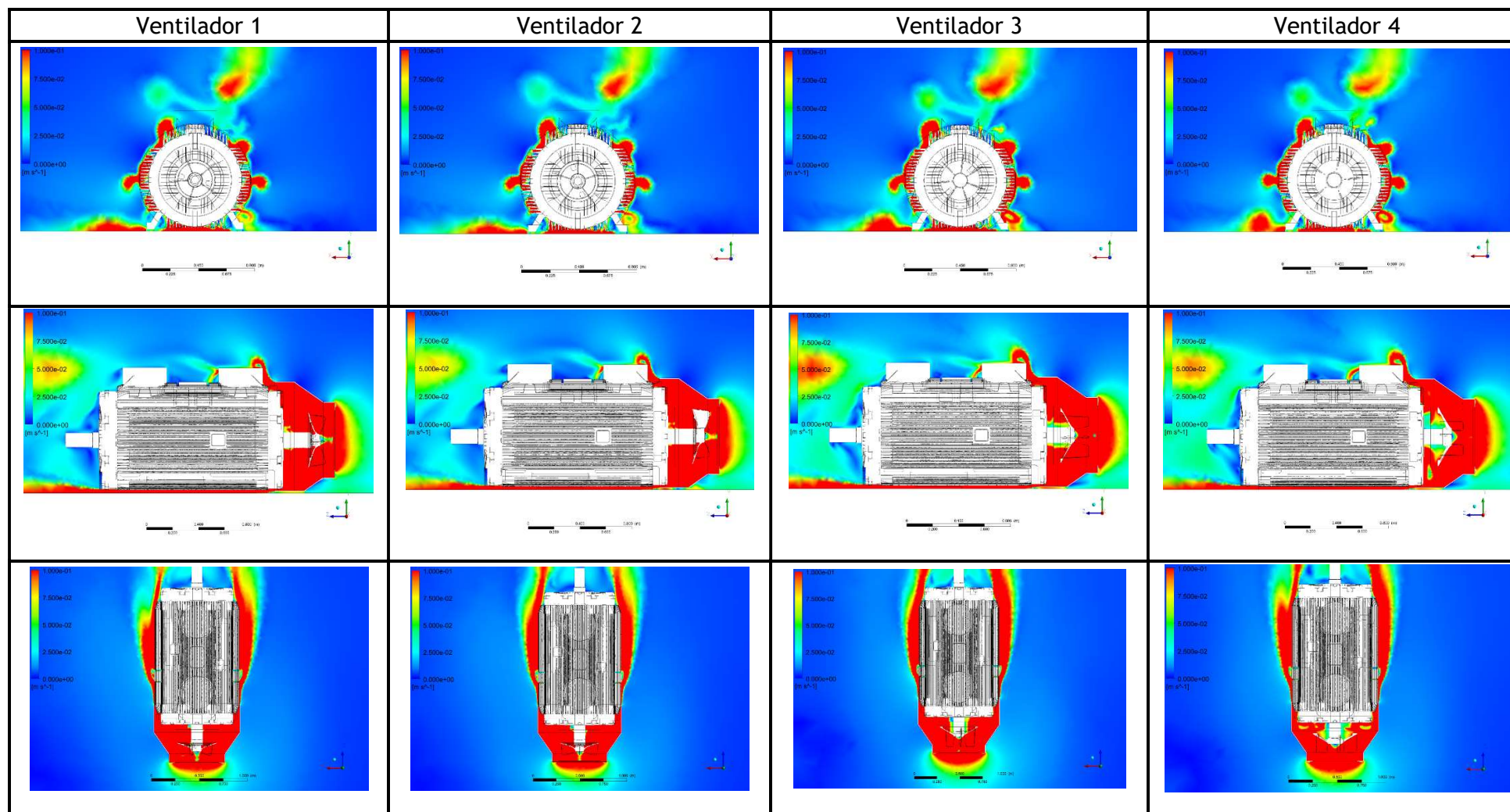


Figura 71 – Velocidade (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 4 Pólos e Carcaça Curta

Tabela 24 – Média da Velocidade nos Pontos Pré-Definidos nas Aletas - 4 Pólos e Carcaça Curta

| Variável                                           | Ventilador 1 | Ventilador 2 | Ventilador 3 | Ventilador 4 |
|----------------------------------------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| Média da Velocidade nos Pontos Pré-Definidos (m/s) | 10.409517    | 10.248395    | 13.564311    | 13.944657    |

Observação: Os valores da variável, nas imagens, foram normalizados para comparação entre os diferentes ventiladores e número de pólos.

### Velocidade (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 6 Pólos e Carcaça Curta

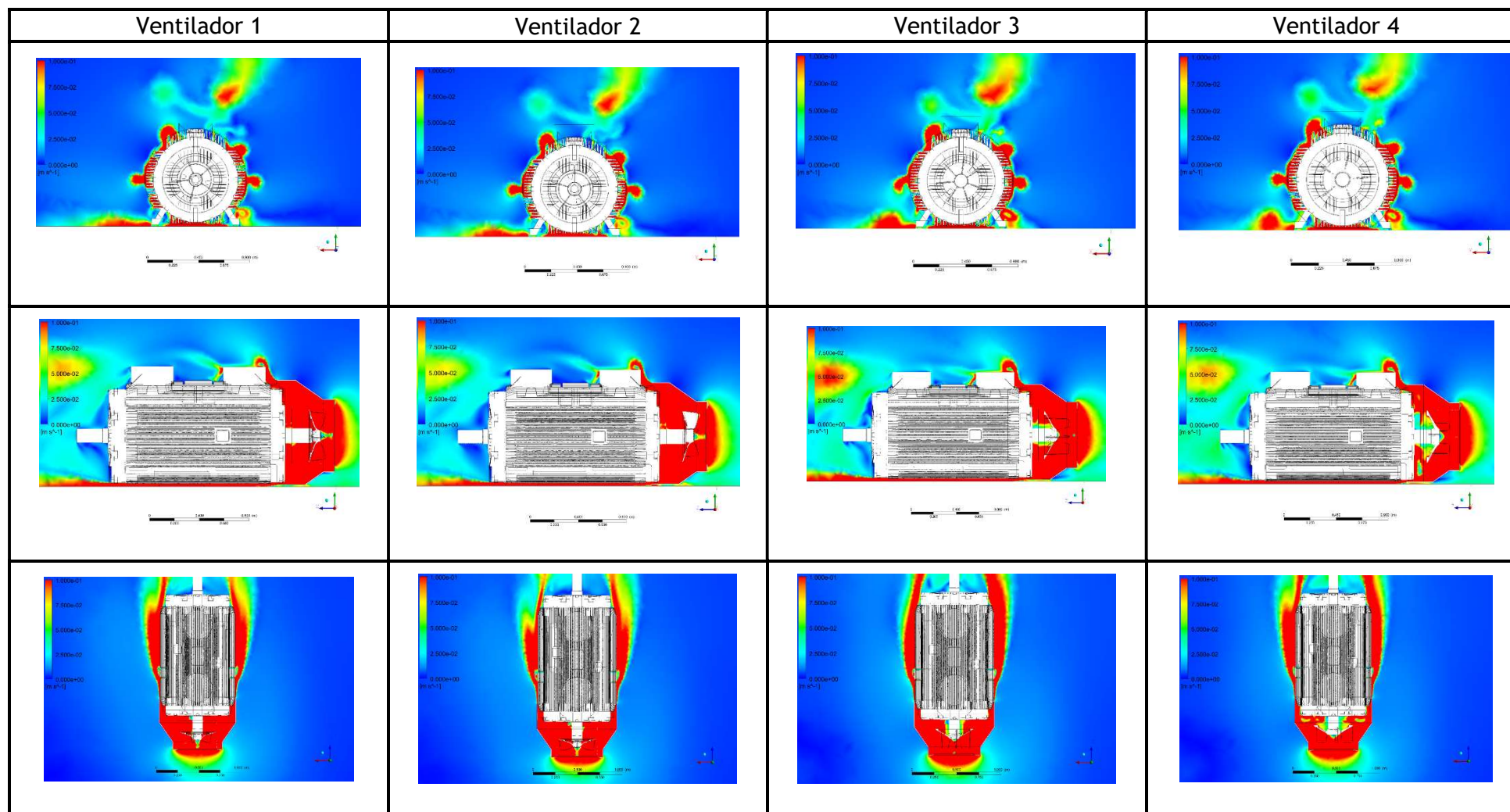


Figura 72 – Velocidade (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 6 Pólos e Carcaça Curta

Tabela 25 – Média da Velocidade nos Pontos Pré-Definidos nas Aletas - 6 Pólos e Carcaça Curta

| Variável                                           | Ventilador 1 | Ventilador 2 | Ventilador 3 | Ventilador 4 |
|----------------------------------------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| Média da Velocidade nos Pontos Pré-Definidos (m/s) | 6.899850     | 6.734993     | 8.998359     | 9.153093     |

Observação: Os valores da variável, nas imagens, foram normalizados para comparação entre os diferentes ventiladores e número de pólos.

Velocidade (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 8 Pólos e Carcaça Curta

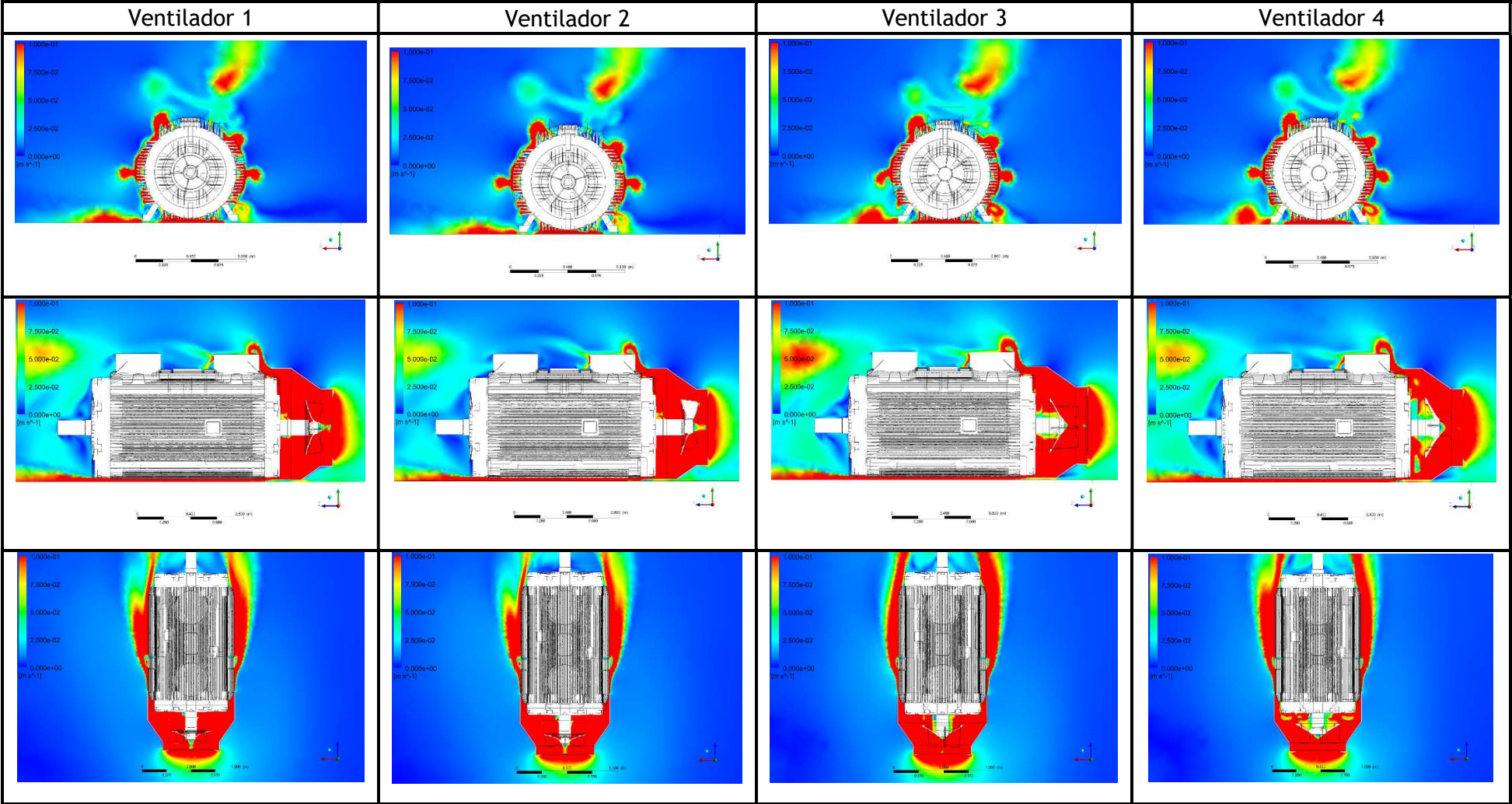


Figura 73 – Velocidade (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 8 Pólos e Carcaça Curta

Tabela 26 – Média da Velocidade nos Pontos Pré-Definidos nas Aletas - 8 Pólos e Carcaça Curta

| Variável                                           | Ventilador 1 | Ventilador 2 | Ventilador 3 | Ventilador 4 |
|----------------------------------------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| Média da Velocidade nos Pontos Pré-Definidos (m/s) | 5.145372     | 5.039563     | 6.677935     | 6.732213     |

Observação: Os valores da variável, nas imagens, foram normalizados para comparação entre os diferentes ventiladores e número de pólos.

Velocidade (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 2 Pólos e Carcaça Longa

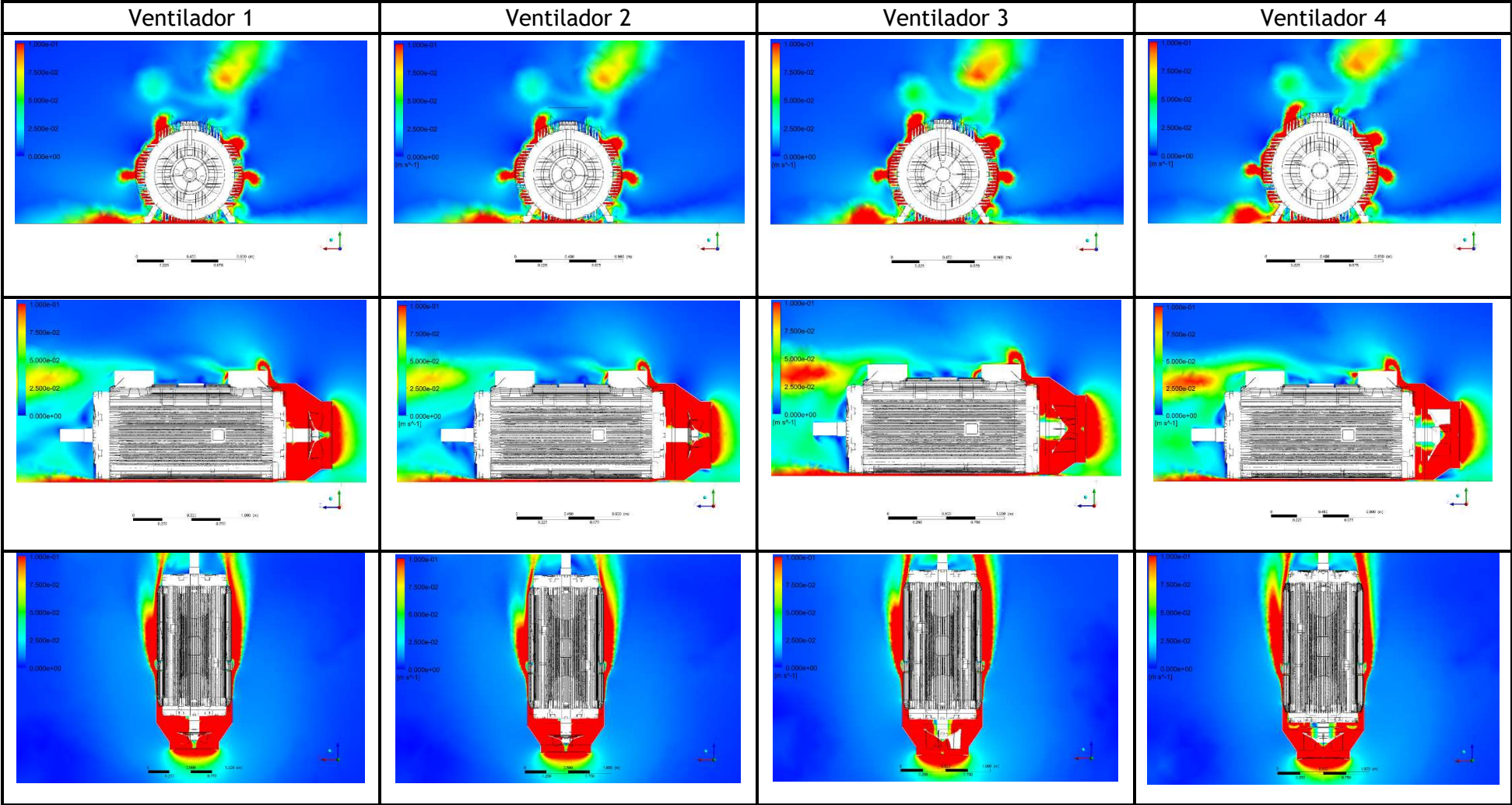


Figura 74 – Velocidade (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 2 Pólos e Carcaça Longa

Tabela 27 – Média da Velocidade nos Pontos Pré-Definidos nas Aletas - 2 Pólos e Carcaça Longa

| Variável                                           | Ventilador 1 | Ventilador 2 | Ventilador 3 | Ventilador 4 |
|----------------------------------------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| Média da Velocidade nos Pontos Pré-Definidos (m/s) | 20.363108    | 20.110714    | 27.175692    | 27.655732    |

Observação: Os valores da variável, nas imagens, foram normalizados para comparação entre os diferentes ventiladores e número de pólos.

Velocidade (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 4 Pólos e Carcaça Longa

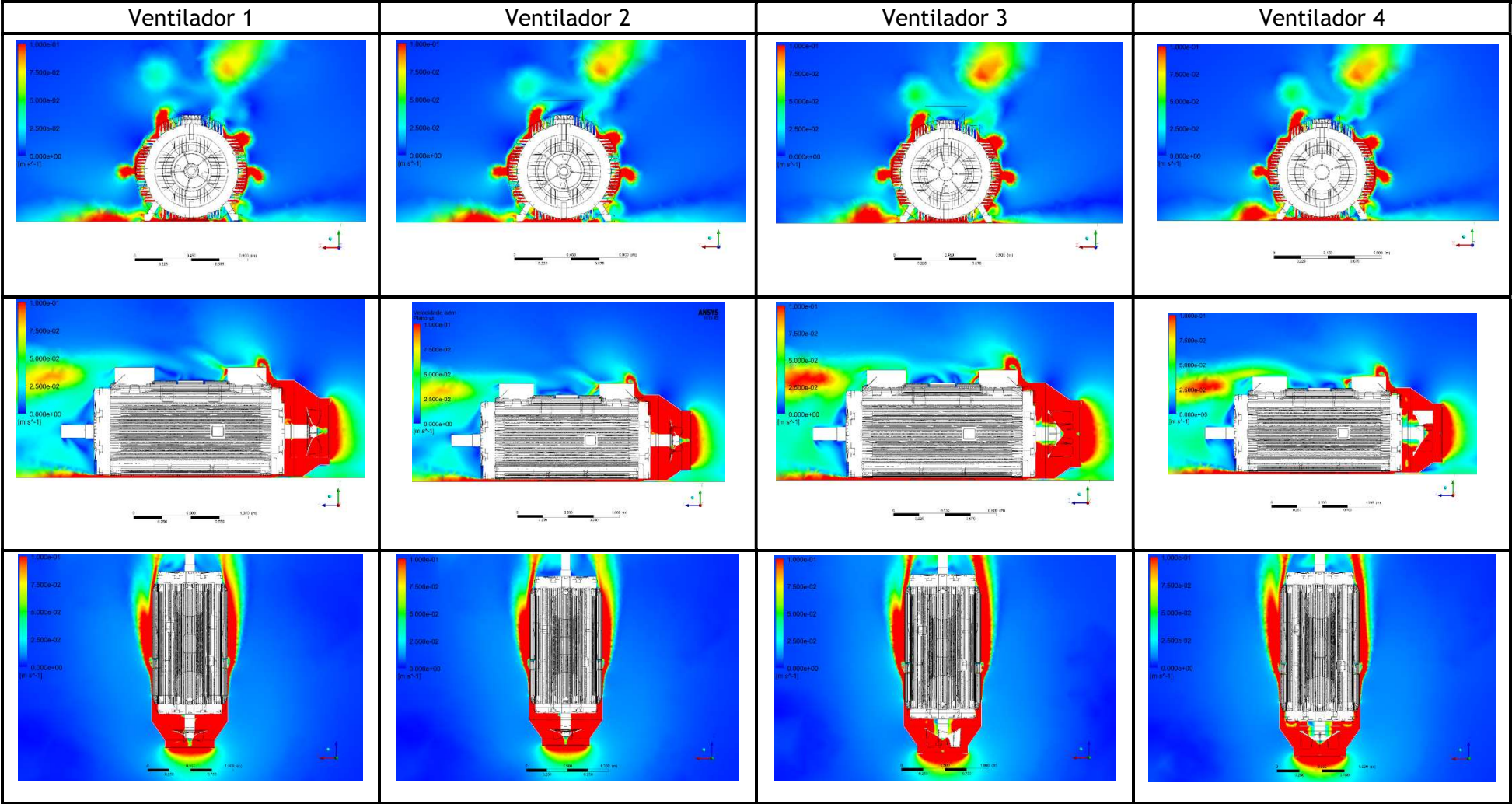


Figura 75 – Velocidade (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 4 Pólos e Carcaça Longa

Tabela 28 – Média da Velocidade nos Pontos Pré-Definidos nas Aletas - 4 Pólos e Carcaça Longa

| Variável                                           | Ventilador 1 | Ventilador 2 | Ventilador 3 | Ventilador 4 |
|----------------------------------------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| Média da Velocidade nos Pontos Pré-Definidos (m/s) | 9.937330     | 9.865533     | 13.335855    | 13.237590    |

Observação: Os valores da variável, nas imagens, foram normalizados para comparação entre os diferentes ventiladores e número de pólos.

Velocidade (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 6 Pólos e Carcaça Longa

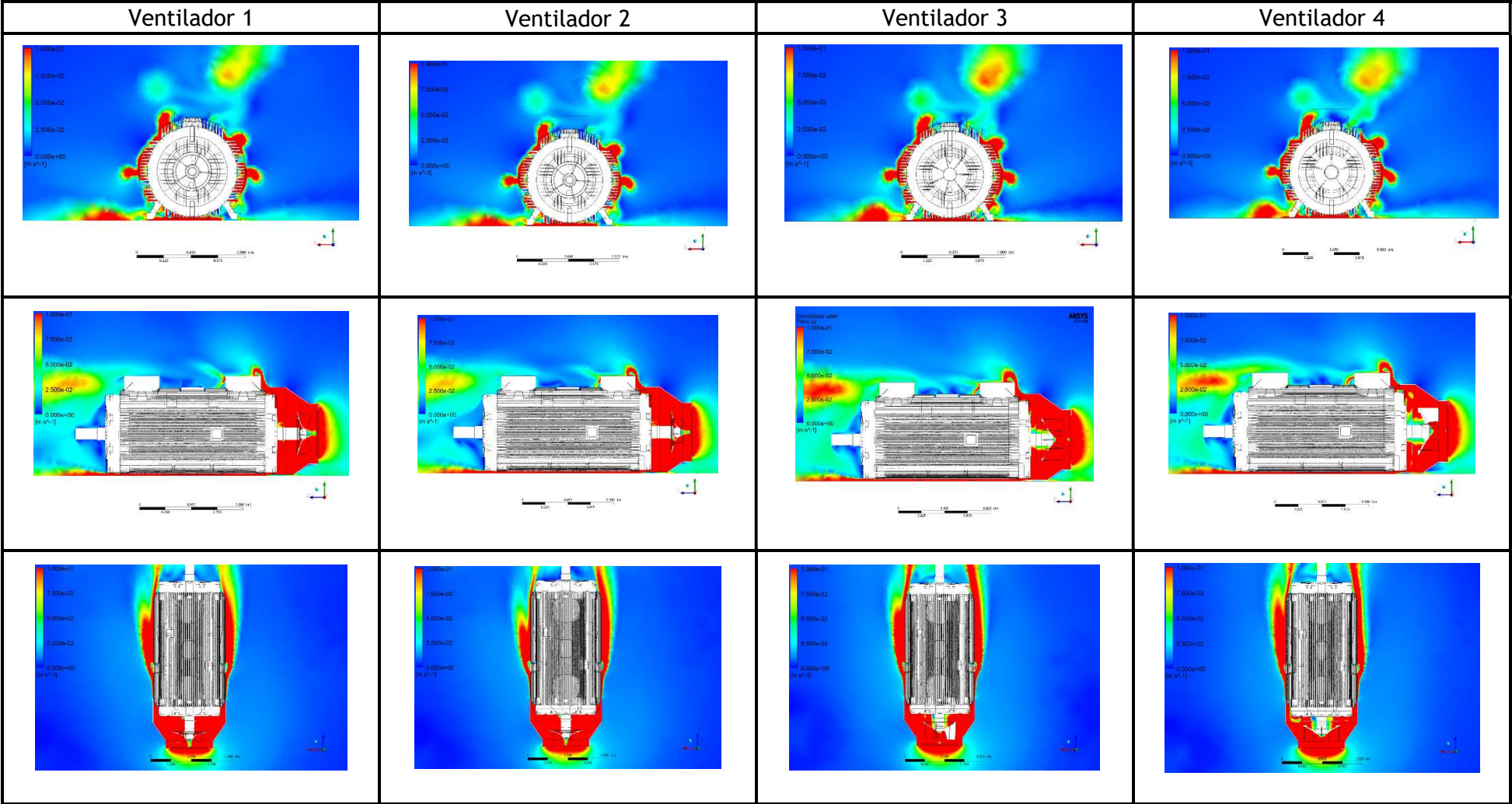


Figura 76 – Velocidade (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 6 Pólos e Carcaça Longa

Tabela 29 – Média da Velocidade nos Pontos Pré-Definidos nas Aletas - 6 Pólos e Carcaça Longa

| Variável                                           | Ventilador 1 | Ventilador 2 | Ventilador 3 | Ventilador 4 |
|----------------------------------------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| Média da Velocidade nos Pontos Pré-Definidos (m/s) | 6.511258     | 6.573585     | 8.757977     | 8.523878     |

Observação: Os valores da variável, nas imagens, foram normalizados para comparação entre os diferentes ventiladores e número de pólos.

### Velocidade (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 8 Pólos e Carcaça Longa

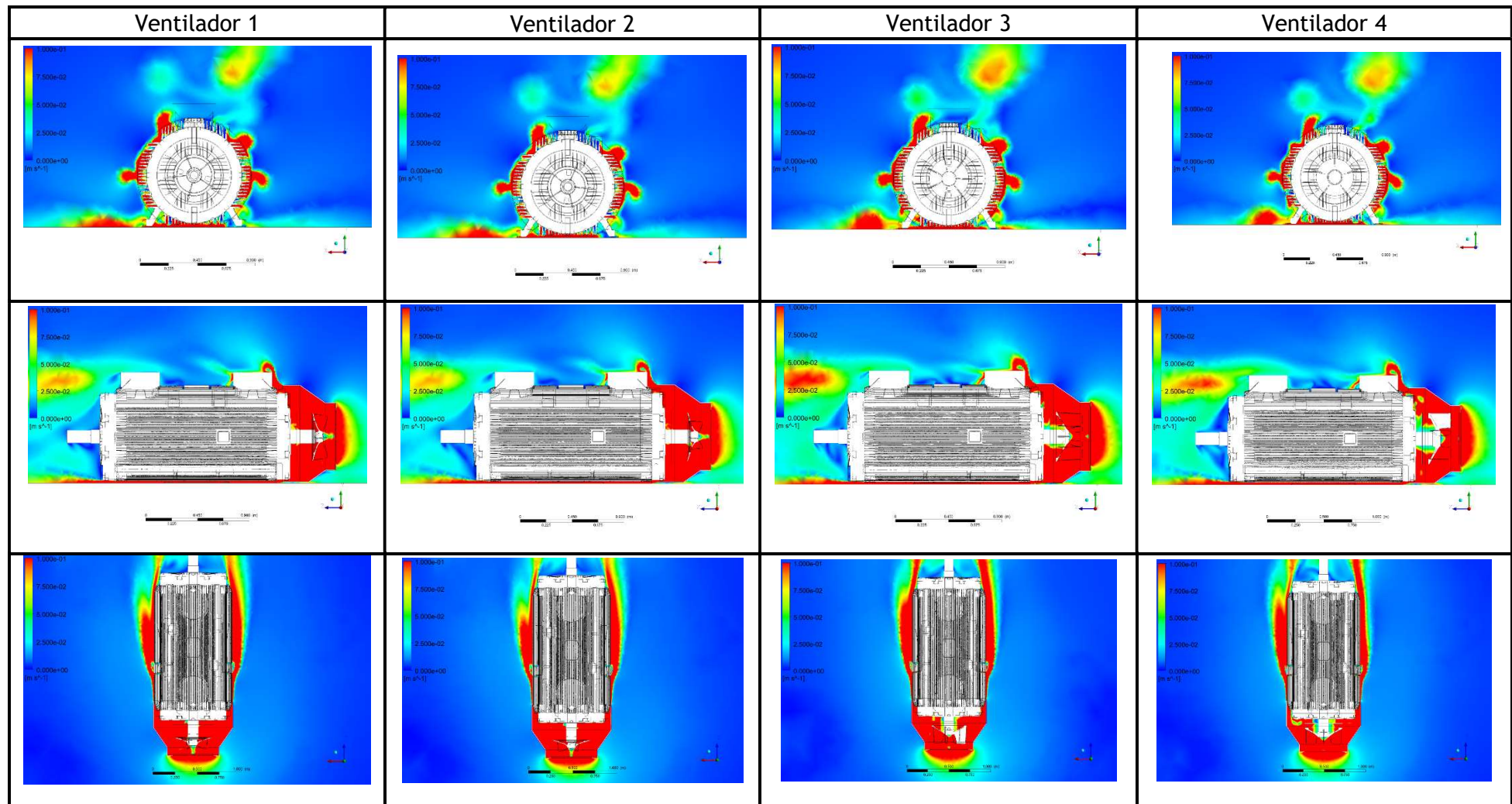


Figura 77 – Velocidade (adimensional) para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 8 Pólos e Carcaça Longa

Tabela 30 – Média da Velocidade nos Pontos Pré-Definidos nas Aletas - 8 Pólos e Carcaça Longa

| Variável                                           | Ventilador 1 | Ventilador 2 | Ventilador 3 | Ventilador 4 |
|----------------------------------------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| Média da Velocidade nos Pontos Pré-Definidos (m/s) | 4.940771     | 4.956192     | 6.467261     | 6.341204     |

Observação: Os valores da variável, nas imagens, foram normalizados para comparação entre os diferentes ventiladores e número de pólos.

Os pontos de medição de velocidade foram definidos em sequência números conforme Figura 78, facultando a comparação com medições experimentais que utilizam a mesma ordem numérica e assim corroborando para verificação da eficácia dos sistemas de medição experimentais que utilizam esse grupo de pontos. A partir dos mesmos são também identificadas 3 seções retas do fluxo de ar:

- Seção de entrada de ar, formada pelos pontos 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15 e 16;
- Seção da parte de trás do motor, formada pelos pontos 17, 18, 19, 20, 21 e 22;
- Seção da parte da frente do motor, formada pelos pontos 23, 24, 25, 26, 27 e 28.

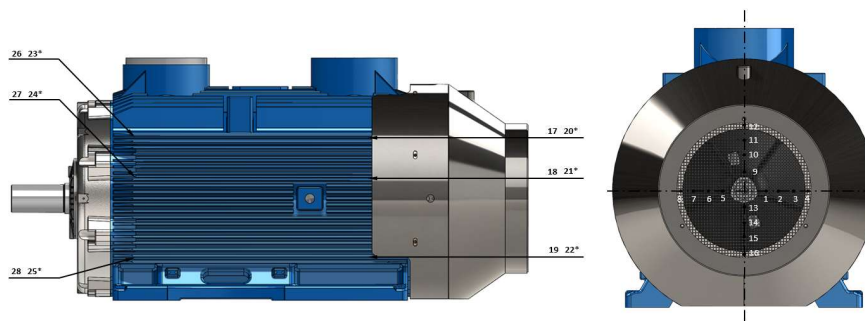


Figura 78 – Pontos de medição de velocidade

Nesses pontos foram verificados os valores de velocidade que abriram caminhos para informações sobre diferentes aspectos. Um exemplo disso foi a extração de perfis de velocidade constituídos sobre retas criadas transversalmente ao domínio, a partir desses pontos.

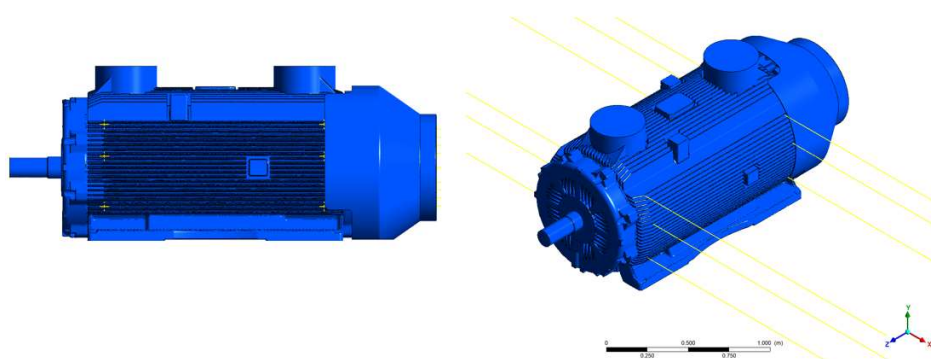


Figura 79 – Preparação para o *plot* dos perfis de velocidade

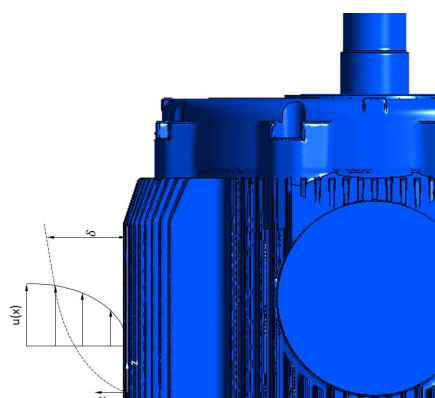


Figura 80 – Ilustração da camada limite em um dos pontos

Essa análise possibilita perceber o quão maior é a velocidade do escoamento a medida em que o mesmo se aproxima da superfície da carcaça, para mapeamento e posteriores ações, como dispersão do volume de ar e cálculo de redirecionamento do fluxo. Os quadros abaixo mostram essa composição.

# Perfis de Velocidade Normalizada para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 2 Pólos e Carcaça Curta

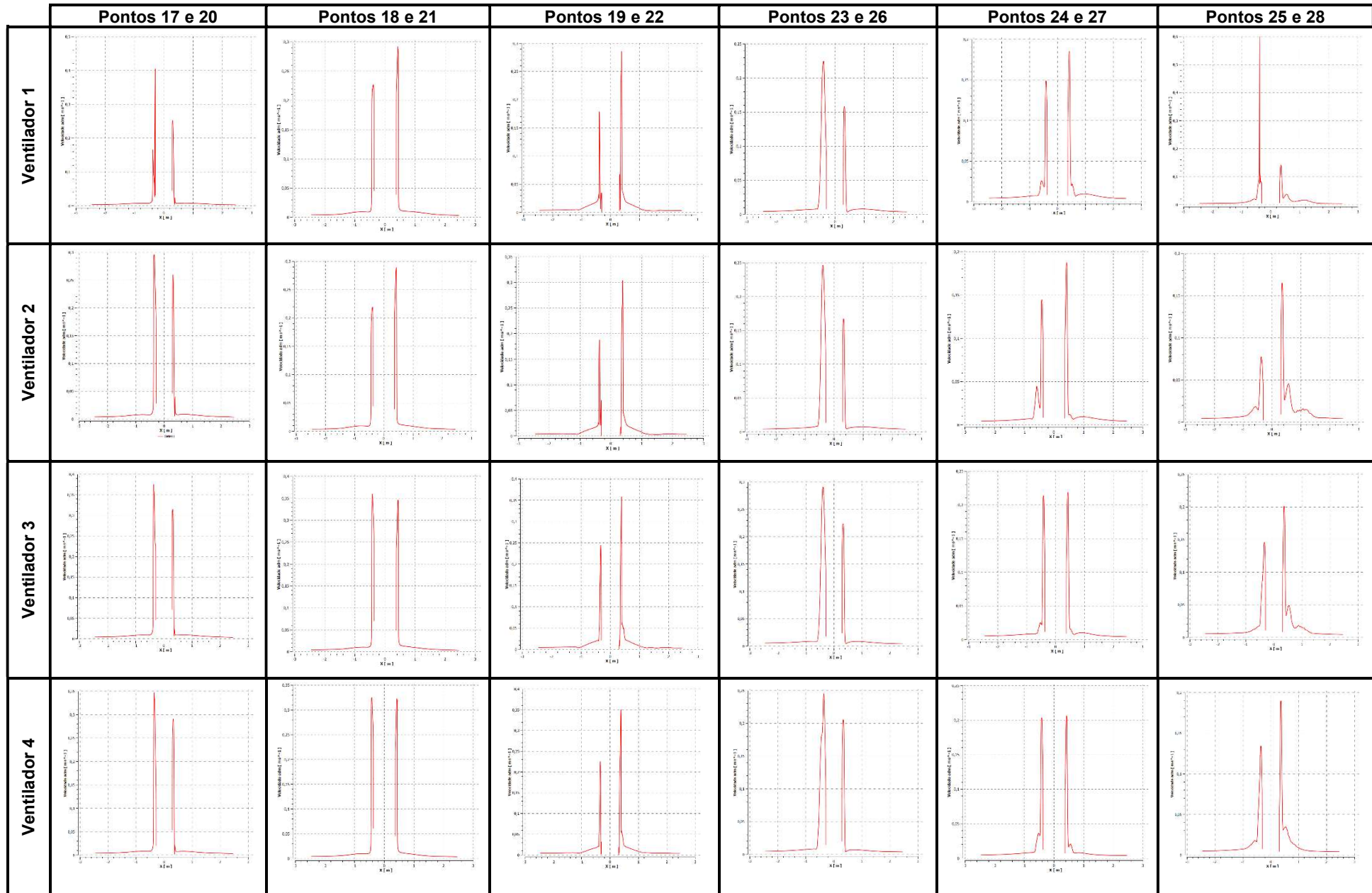


Figura 81 – Perfis de Velocidade Normalizada para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 2 Pólos e Carcaça Curta

# Perfis de Velocidade Normalizada para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 4 Pólos e Carcaça Curta

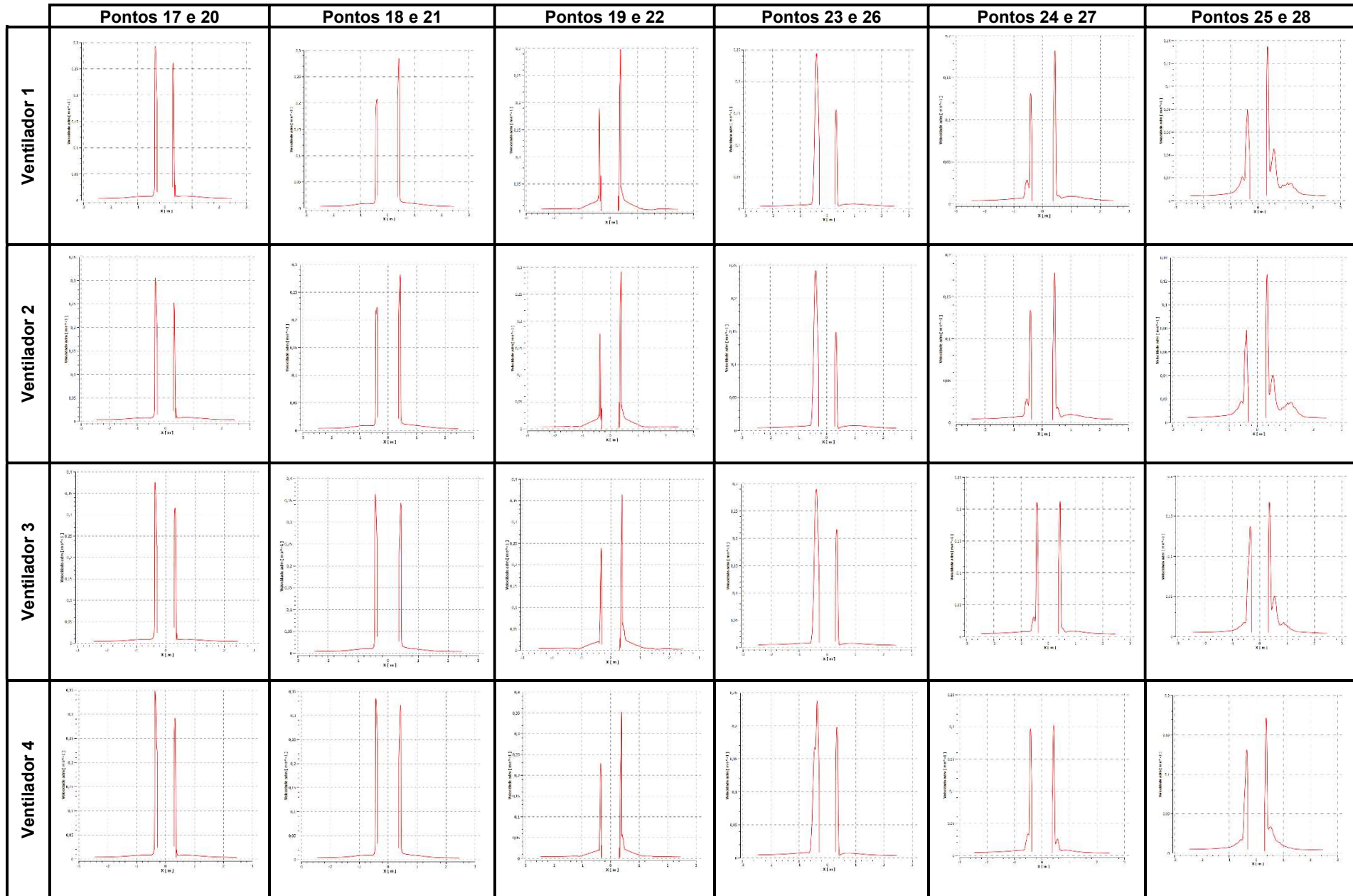


Figura 82 – Perfis de Velocidade Normalizada para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 4 Pólos e Carcaça Curta

# Perfis de Velocidade Normalizada para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 6 Pólos e Carcaça Curta

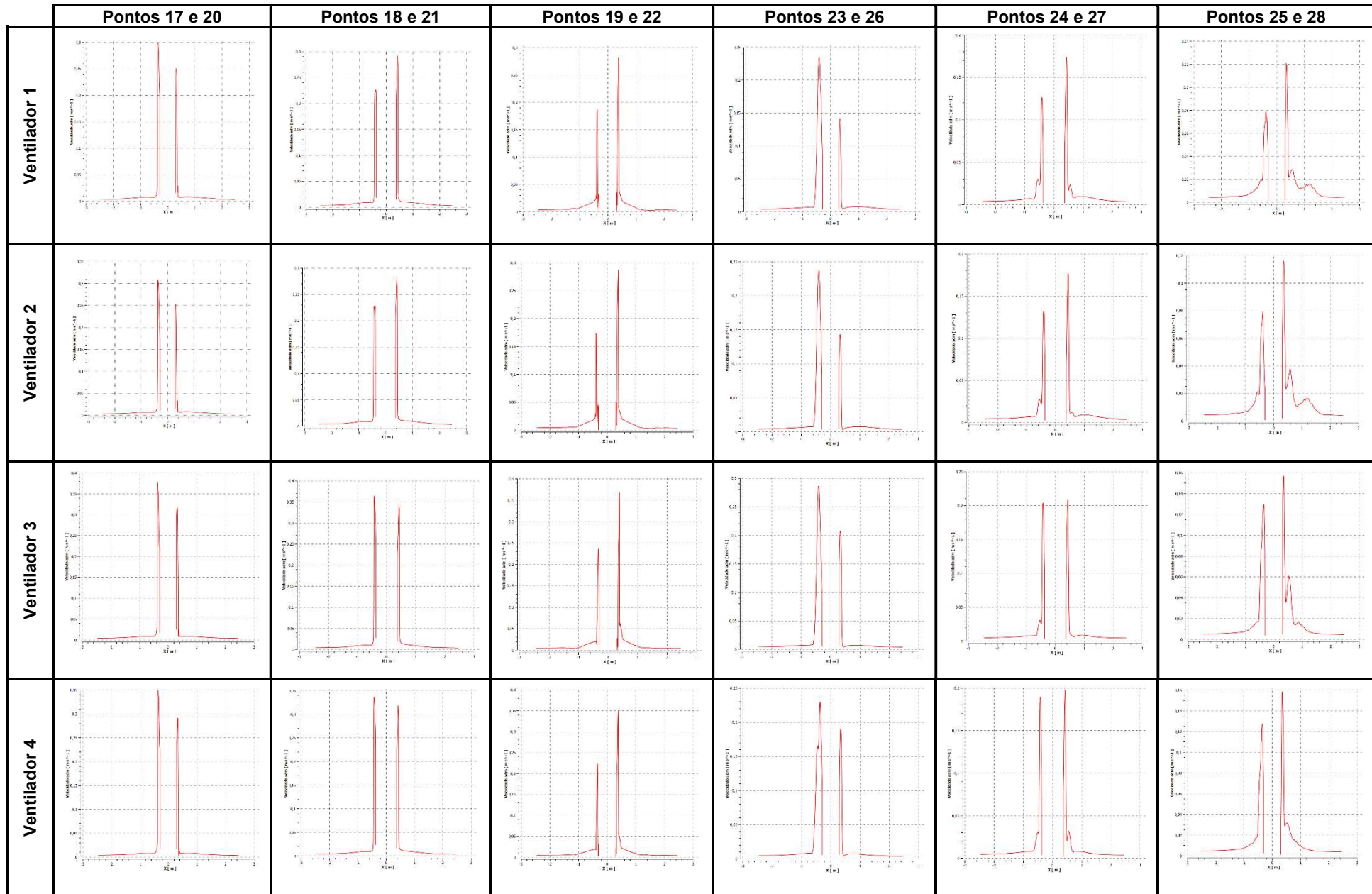


Figura 83 – Perfis de Velocidade Normalizada para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 6 Pólos e Carcaça Curta

# Perfis de Velocidade Normalizada para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 8 Pólos e Carcaça Curta

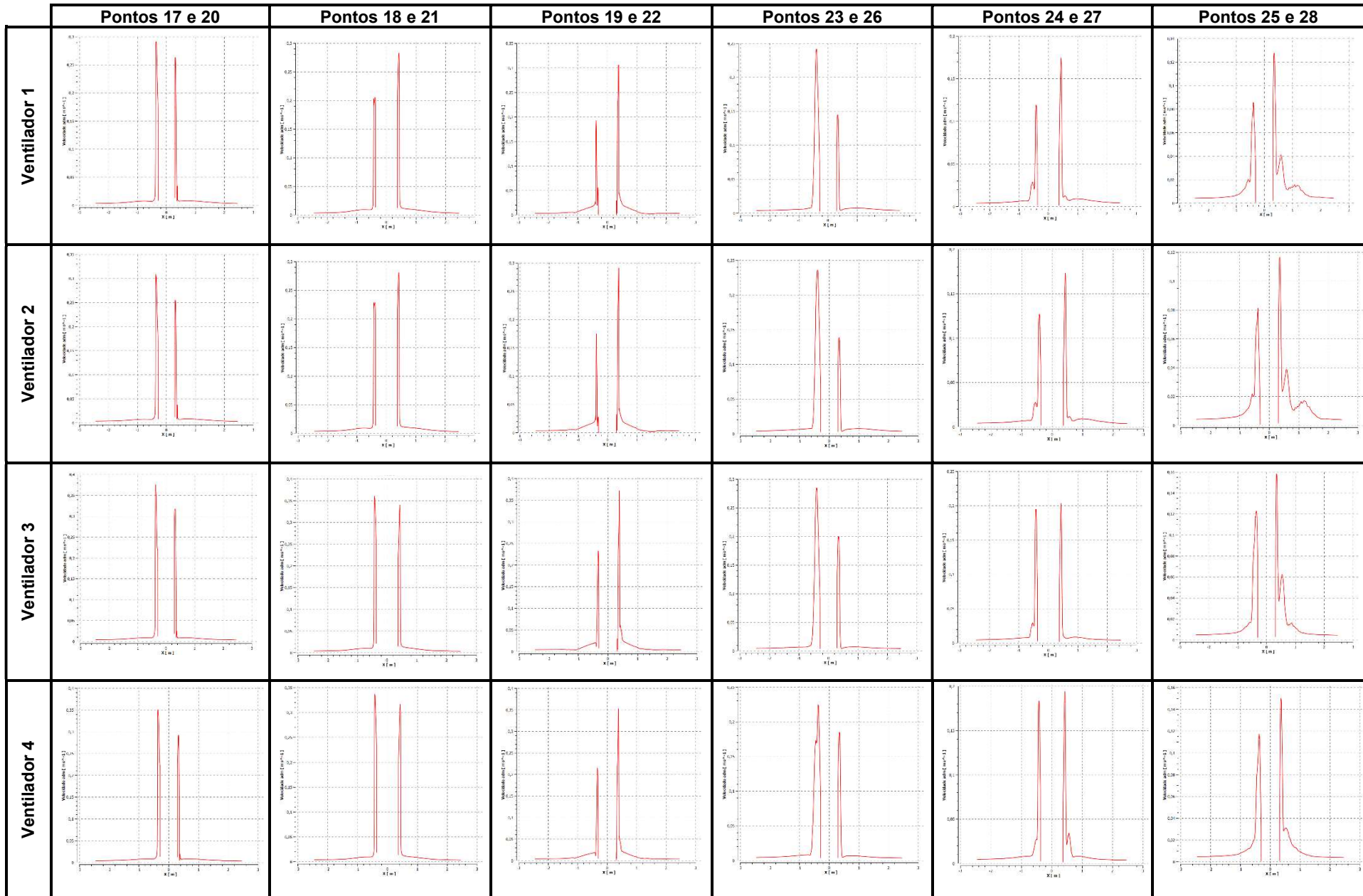


Figura 84 – Perfis de Velocidade Normalizada para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 8 Pólos e Carcaça Curta

# Perfis de Velocidade Normalizada para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 2 Pólos e Carcaça Longa

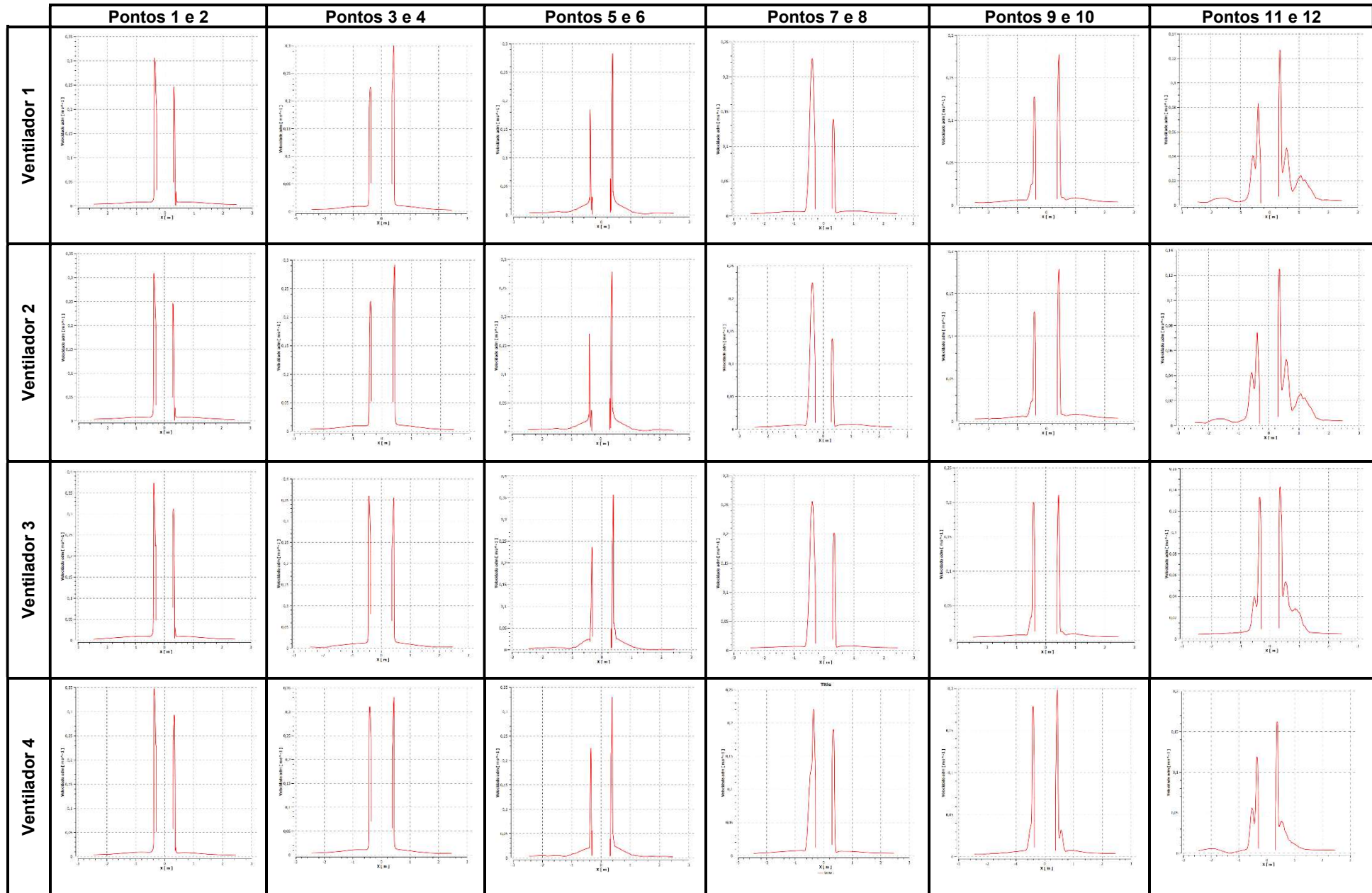


Figura 85 – Perfis de Velocidade Normalizada para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 2 Pólos e Carcaça Longa

# Perfis de Velocidade Normalizada para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 4 Pólos e Carcaça Longa

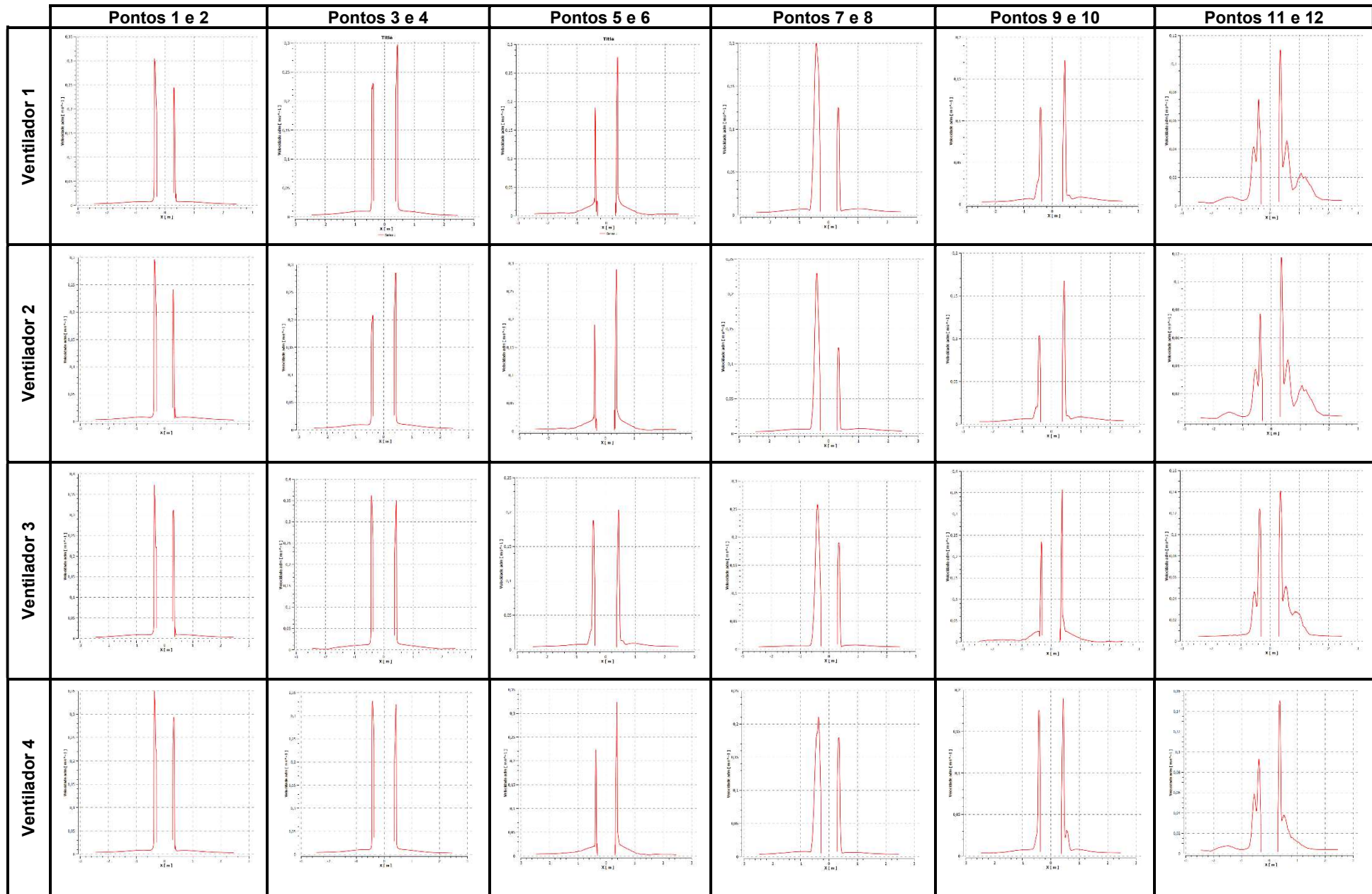


Figura 86 – Perfis de Velocidade Normalizada para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 4 Pólos e Carcaça Longa

# Perfis de Velocidade Normalizada para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 6 Pólos e Carcaça Longa

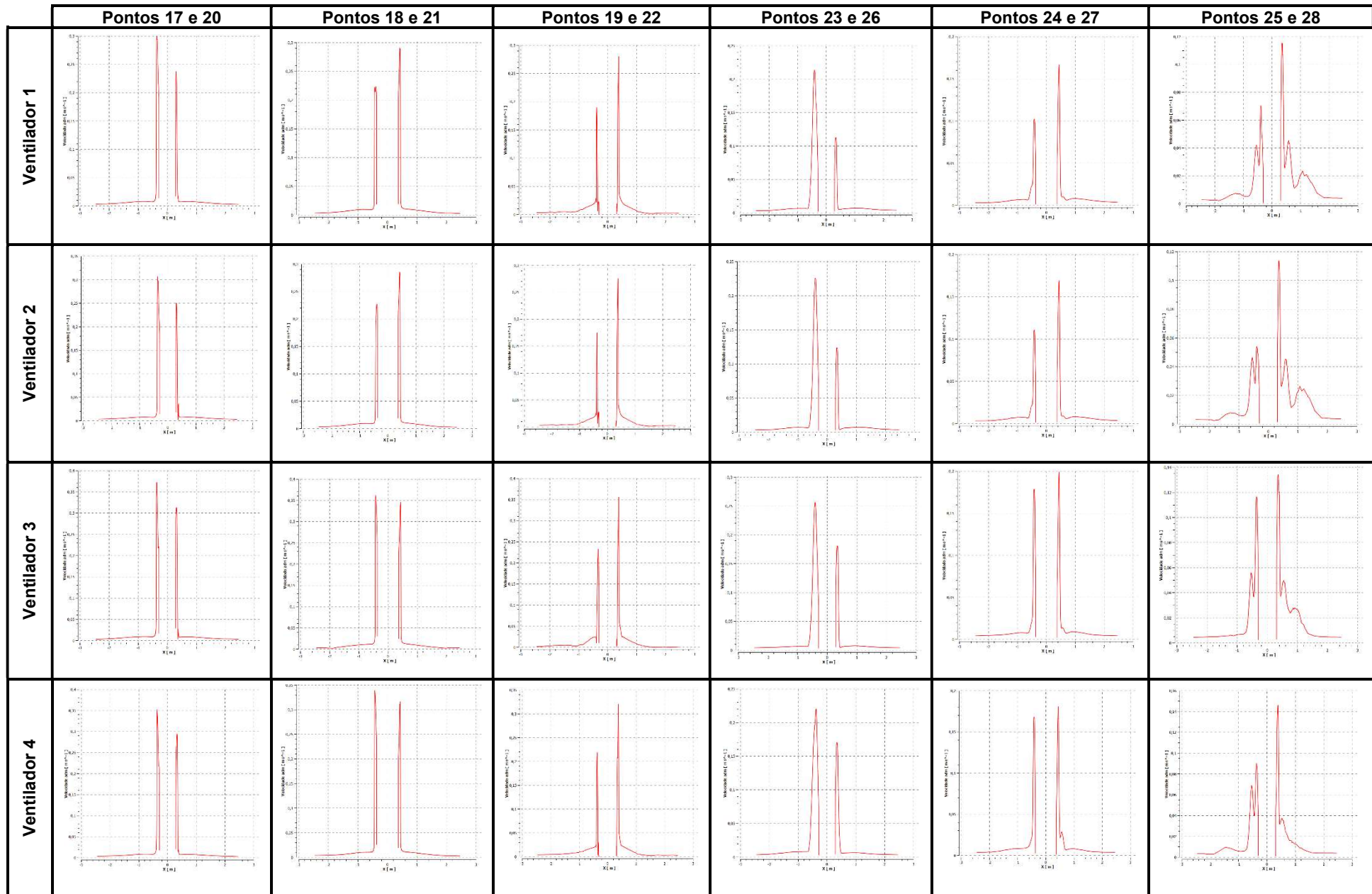


Figura 87 – Perfis de Velocidade Normalizada para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 6 Pólos e Carcaça Longa

# Perfis de Velocidade Normalizada para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 8 Pólos e Carcaça Longa

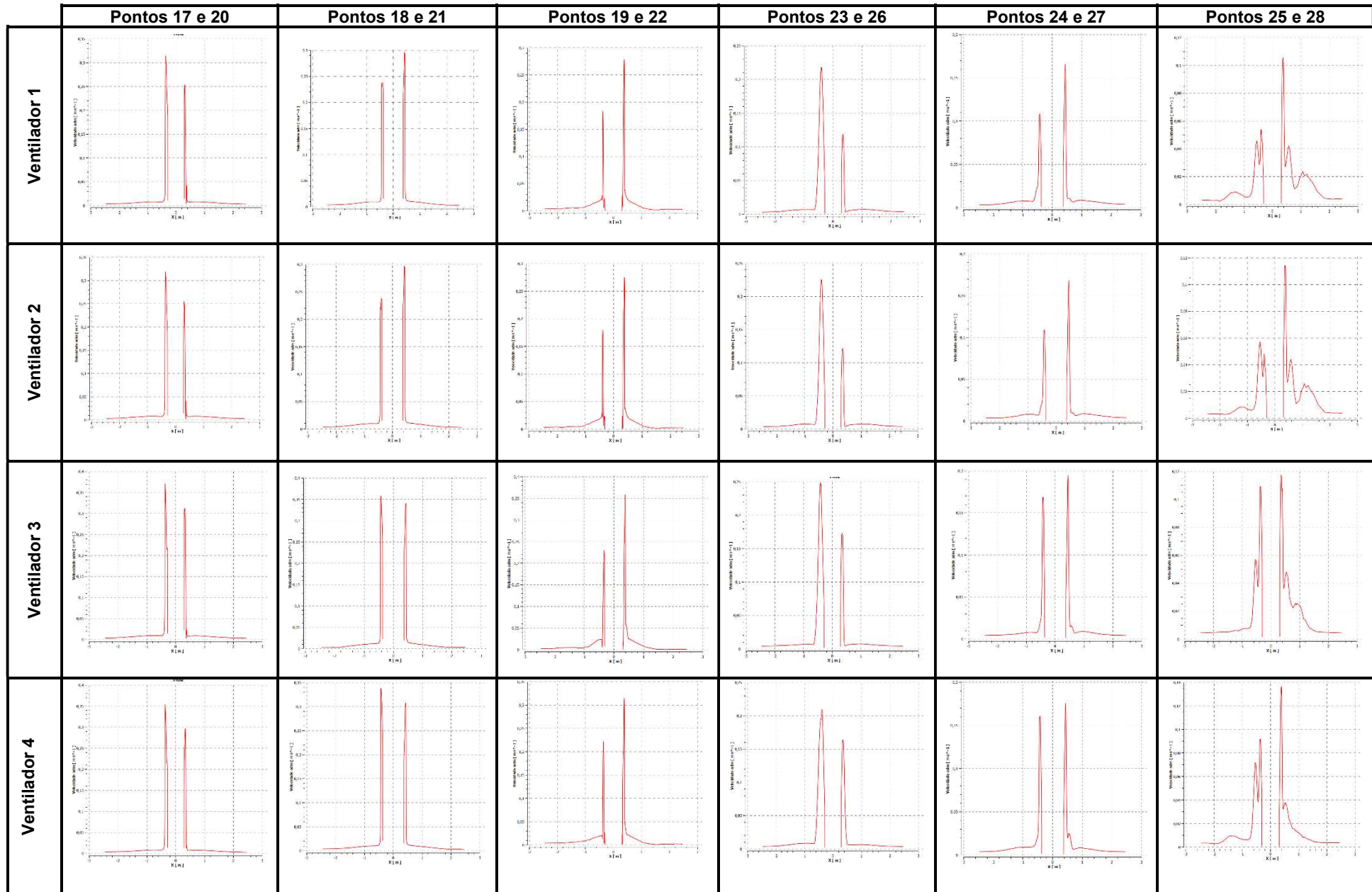


Figura 88 – Perfis de Velocidade Normalizada para Os Ventiladores 1, 2, 3 e 4 - 8 Pólos e Carcaça Longa

A espessura da camada limite em todos os casos seguiu de forma aproximada a distância dada pela Tabela 31. A visualização da *eddy viscosity* foi extraída da proporção de viscosidade dinâmica e como não é esperado que a área de maior intensidade de *eddy viscosity*, se encontre dentro da região da camada limite, a sua visualização também possibilitou essa confirmação.

Tabela 31 – Aproximação da espessura da camada limite nos pontos da carcaça

| Pontos de Referência para Espessura da Camada Limite | x1 (superfície da carcaça) (m) aproximado | x2 (final da influência da tensão de corte) (m) aproximado | comprimento (m) aproximado |
|------------------------------------------------------|-------------------------------------------|------------------------------------------------------------|----------------------------|
| 17                                                   | -0.26                                     | -0.287                                                     | 0.027                      |
| 18                                                   | -0.35                                     | -0.3678                                                    | 0.0178                     |
| 19                                                   | -0.278                                    | -0.306                                                     | 0.028                      |
| 20                                                   | 0.26                                      | 0.287                                                      | 0.027                      |
| 21                                                   | 0.35                                      | 0.3678                                                     | 0.0178                     |
| 22                                                   | 0.278                                     | 0.306                                                      | 0.028                      |
| 23                                                   | -0.26                                     | -0.287                                                     | 0.027                      |
| 24                                                   | -0.35                                     | -0.3678                                                    | 0.0178                     |
| 25                                                   | -0.278                                    | -0.306                                                     | 0.028                      |
| 26                                                   | 0.26                                      | 0.287                                                      | 0.027                      |
| 27                                                   | 0.35                                      | 0.3678                                                     | 0.0178                     |
| 28                                                   | 0.278                                     | 0.306                                                      | 0.028                      |

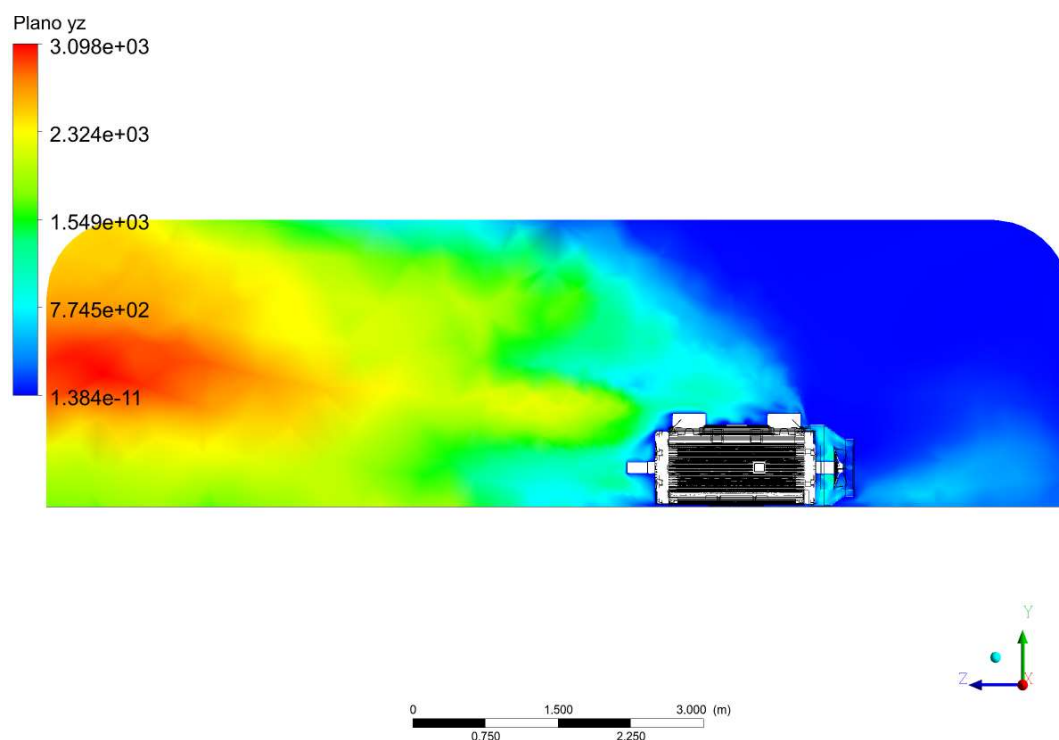


Figura 89 – Taxa de viscosidade turbulenta

Em posse das informações análises preliminares já se tornam possíveis. A seguir serão vistos alguns exemplos em relação à tampa defletora, os ventiladores e a condução do fluido ao longo da carcaça.

Seguindo o estudo sobre a compreensão do comportamento do fluido, a figura abaixo mostra a origem de sua trajetória ao redor do ventilador, após a entrada no circuito.

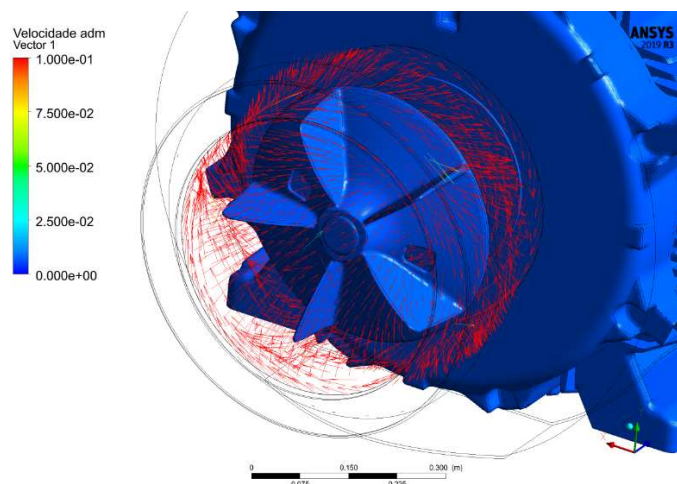


Figura 90 – Fluxo ao redor do ventilador

A tampa defletora é uma das partes da montagem do motor mais importantes do sistema de ventilação estudado. Ela é responsável pela proteção mecânica do ventilador e pelo direcionamento do fluxo que irá constituir o circuito de ventilação. A carga desenvolvida pelo ventilador será tão maior quanto melhor for o design da tampa associada ao ventilador, de forma apropriada a desviar a trajetória do escoamento com o máximo de aproveitamento do contato do ar nas regiões mais sensíveis da carcaça.

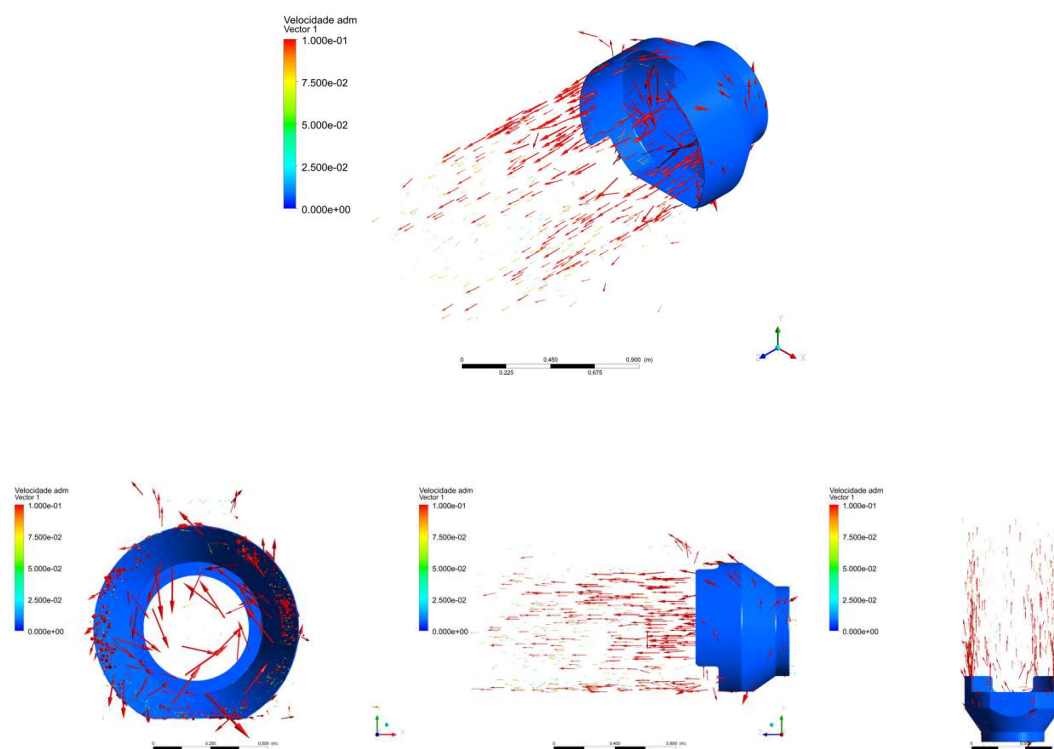


Figura 91 – Interação da tampa defletora com o fluxo

Em continuação à etapa anterior a Figura 92 abaixo mostram o deslocamento de ar e o início de sua projeção. À direita, a maior parcela vetorial do escoamento, na direção axial, em relação à totalidade do fluido, à esquerda.

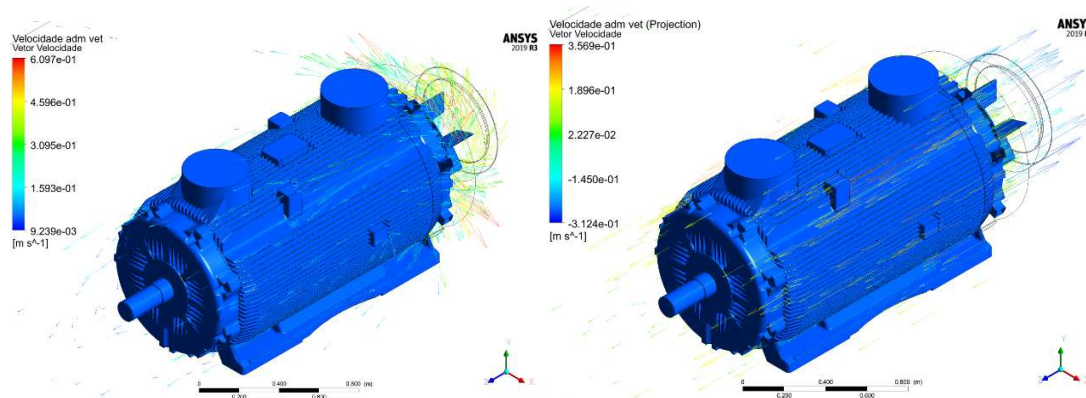


Figura 92 – Relação entre o fluxo total e a parcela do fluxo na direção axial

Comparando, por exemplo, os ventiladores 2 e 3 da Carcaça Longa em um motor com 6 pólos. Podemos ver na vista frontal uma redução da tensão de corte com o ventilador 2 na tampa dianteira, região de interesse devido à localização da cabeça de bobina.

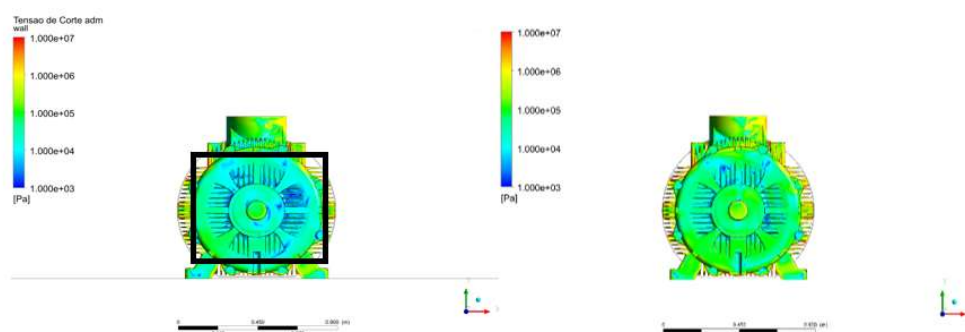


Figura 93 – Comparação da tensão de corte na tampa dianteira entre os ventiladores 2 e 3 da carcaça longa em um motor com 6 pólos

Tomando a incidência de ar de ambos os casos podemos verificar algumas diferenças entre eles.

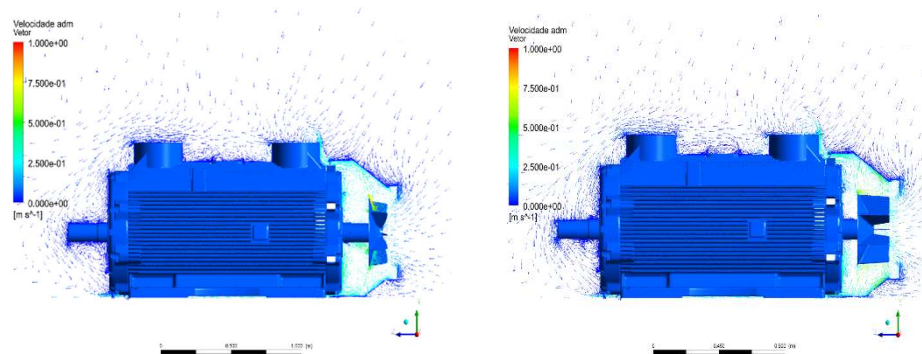


Figura 94 – Comparação do fluxo entre os ventiladores 2 e 3 da carcaça longa em um motor com 6 pólos

Buscando um detalhamento na região mencionada, é possível verificar que o ventilador 3 é capaz de produzir um fluxo de ar mais fechado, acentuado em direção à tampa dianteira. O movimento do fluido em sentido de baixo para cima segue menor angulação, o que proporciona maior contato e, portanto, se mostraria mais eficiente, com maior dissipação de calor nessa área. Considerando que o intuito envolve a busca por pequenas melhorias, uma vez que os sistemas de arrefecimento atuais na indústria já são eficientes.

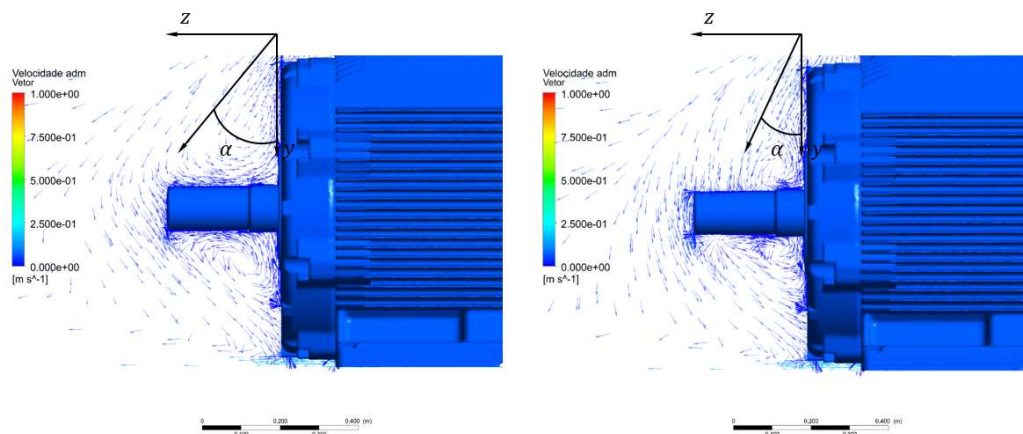


Figura 95 – Detalhe na comparação do fluxo na tampa dianteira entre os ventiladores 2 e 3 da carcaça longa em um motor com 6 pólos

A investigação dessa previsão pode ser acompanhada de possíveis alterações significativas de perda de rendimento dos ventiladores em determinada combinação e poderá levar a repostas de aperfeiçoamentos de ângulos de ataque das pás, em caso de ventiladores axiais, e diferentes designs capazes de mitigar efeitos de estol verificados pela velocidade próximo às pás, ou qualquer outra influência negativa. Nesse caso, se houvesse redução de velocidade relevante atrás das pás, isso poderia indicar menor eficiência do ventilador, pela perda de sustentação e consequente maior energia para manutenção da velocidade<sup>15</sup>.

A Figura 96 mostra o plano da velocidade com análise dos vetores nas pás do ventilador.

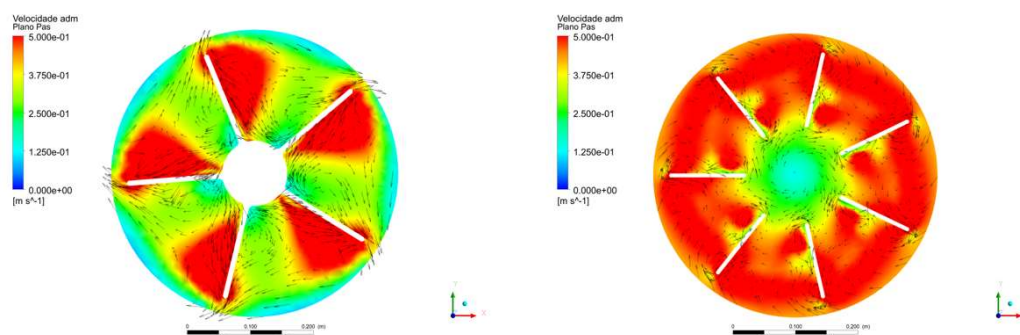


Figura 96 – Velocidade do fluxo nos ventiladores 2 e 3 da carcaça longa em um motor com 6 pólos

Pode ainda ser verificada dispersão do volume de ar na seção dianteira do motor.

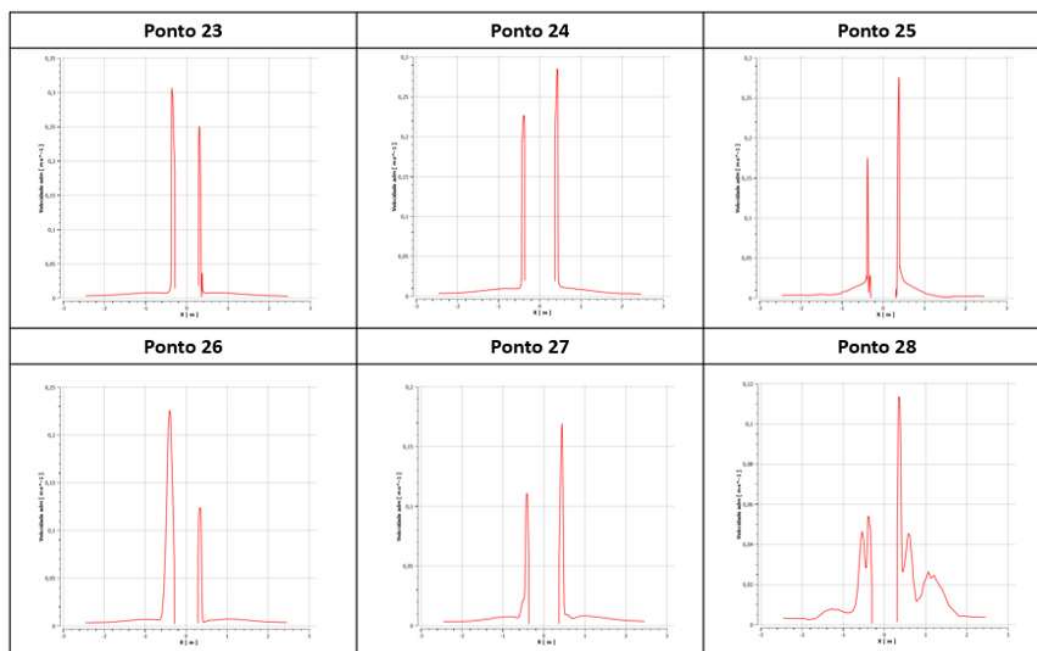


Figura 97 – Perfis de velocidade na seção dianteira do ventilador 2 da carcaça longa em um motor com 6 pólos

Em uma visão mais ampla podemos recorrer às linhas de corrente, para vislumbrar os caminhos que partículas de massa zero seguiriam pelo domínio fluido, iniciando em cada nó da entrada, em avanço na direção definida. O caminho é calculado usando um método *Runge-Kutta* de integração de variáveis vetoriais com controle variável. As angulações da geometria, evidentemente, determinam a formação do circuito de passagem do fluido<sup>35</sup>.

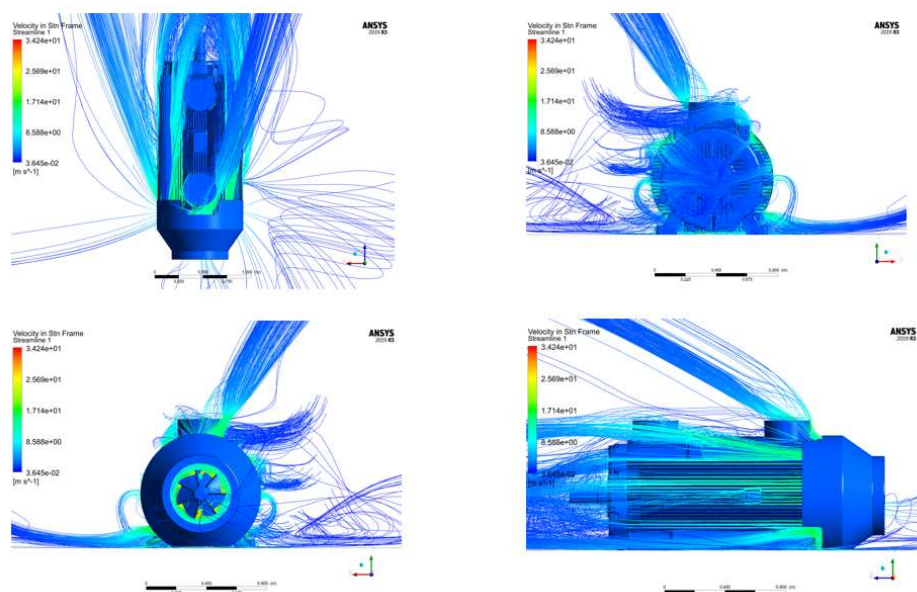


Figura 98 – Linhas de corrente do ventilador 2 da carcaça longa em um motor com 6 pólos

As diversas análises podem ser produzidas dessa base e aprofundadas a depender dos projetos a serem elaborados.

#### 4.2 Resultados da Simulação Numérica do Comportamento Térmico da Carcaça dos Motores

Muitas pesquisas são desenvolvidas no âmbito de estudos de arrefecimento e transferência de calor em regiões de interesse de máquinas elétricas, usando métodos para identificação de potenciais condições de aquecimento, sendo o *CFD* amplamente utilizado como parâmetro em avaliações de interação com a dinâmica do ar. Nesse estudo investigou-se a relação entre a dinâmica do ar e o efeito da transferência de calor na carcaça do motor, com base na construção de simulações independentes.

A velocidade esperada para transferência de calor será maior que 20m/s. Para velocidades acima de 25 ou 30 m/s geralmente observa-se saturação do coeficiente de convecção e, portanto, não são obtidas melhorias significativas.

Porém, a temperatura foi obtida através de um modelo simplificado, no qual são impostas temperaturas nas paredes mais salientes de forma arbitrária e somente é usada para robustecer uma função *F* criada para demonstrar a tendência de aquecimento, em caráter experimental. Tal função foi introduzida em um indicador no mapa, a ser tratado no capítulo 5. O indicador será tão preciso, quanto maior e mais diversa for a quantidade de simulações desse tipo. Abaixo segue um exemplo das simulações realizadas.

$$F_1 = \frac{U_{m\acute{a}x}}{U_{nominal}} \frac{T_{amb}}{p_{Lp\acute{a}} T_{m\acute{a}x} - T_{amb}} \quad F_1 = \frac{U_{m\acute{e}d}}{U_{nominal}} \frac{T_{amb}}{p_{Lp\acute{a}} T_{m\acute{e}d} - T_{amb}} \quad (4.1)$$

Onde:

$U_{m\acute{a}x}$  é a velocidade máxima do escoamento;

$U_{m\acute{e}d}$  é a velocidade média do escoamento;

$U_{nominal}$  é a velocidade máxima do escoamento;

$U_{m\acute{a}x}$  é a velocidade máxima do escoamento;

- $L_{pá}$  é o comprimento da pá;
- $p$  é a quantidade de pólos magnéticos do motor;
- $T_{máx}$  é a temperatura máxima;
- $T_{méd}$  é a temperatura média;
- $T_{amb}$  é a temperatura ambiente.

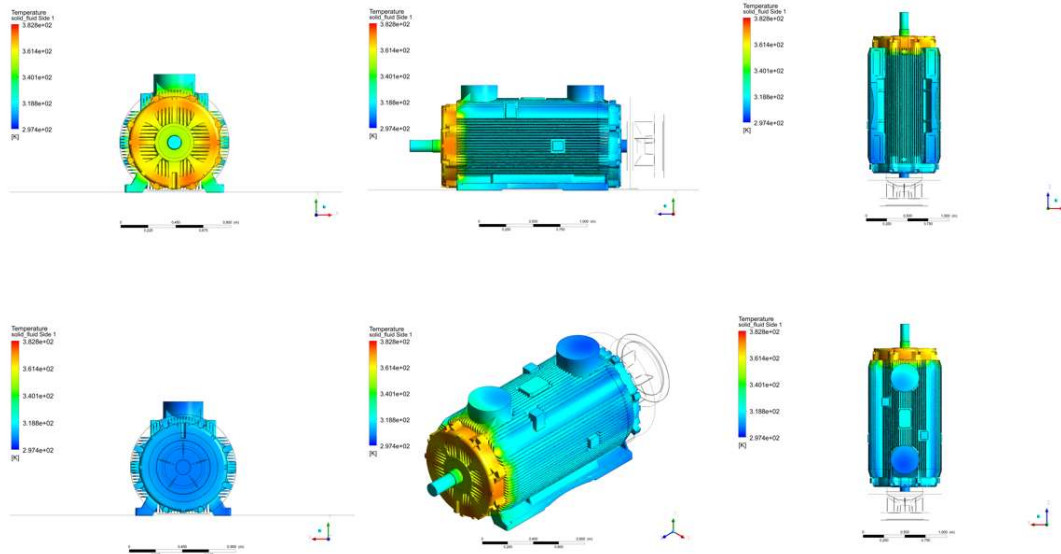


Figura 99 – Um dos resultados para temperatura com modelo simplificado de transferência de calor

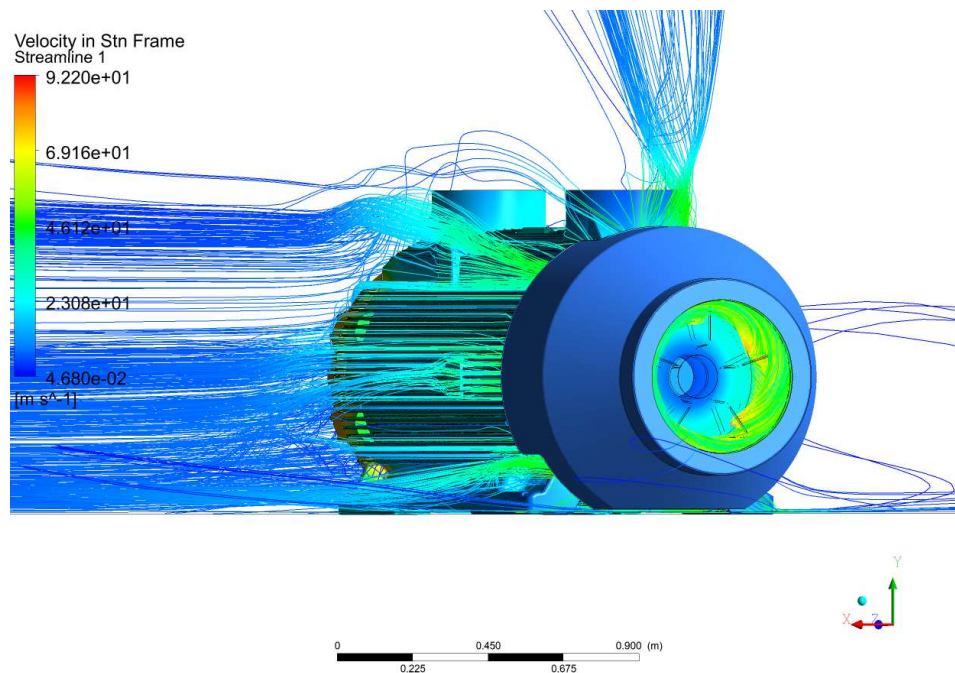


Figura 100 – Um dos resultados da parte dinâmica com parte térmica

### 4.3 ENSAIOS EXPERIMENTAIS E RESULTADOS

Os ensaios foram feitos em conformidade com as normas da Tabela 32 abaixo. Os procedimentos realizados se aplicam apenas a motores de indução trifásicos, os quais definem e padronizam os testes, que são realizados para avaliar o desempenho deste tipo de motor.

Em condições gerais, se um teste específico puder ser realizado usando dois ou mais métodos, o fabricante pode então selecionar aquele que for disponível e viável com base na capacidade e disponibilidade do laboratório. Outrossim quando os motores são acionados no local por inversor de frequência, os testes são aplicados com tensão senoidal, com exceção do teste de aumento de temperatura que pode ser realizado com a tensão de alimentação *PWM (Pulse Width Modulation)*, quando solicitado.

As tolerâncias indicadas nas folhas de dados têm prioridade para os critérios de aceitação indicados neste procedimento de teste, de forma específica e respectiva a cada teste.

Tabela 32 – Normas para ensaios

| Normas             | Descrição                                                                                                                                                              |
|--------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| IEC 60034-1:2010   | Rotating Electrical Machines - Part 1: Rating and Performance                                                                                                          |
| IEC 60034-2-1:2014 | Rotating Electrical Machines - Part 2-1: Standard Methods for Determining Losses and Efficiency from Tests (Excluding Machines for Traction Vehicles)                  |
| IEC 60034-14:2003  | Rotating Electrical Machines - Part 14: Mechanical Vibration of Certain Machines with Shaft Heights 56 MM and Higher - Measurement, Evaluation and Limits of Vibration |
| IEC 60034-9:2007   | Rotating Electrical Machines - Part 9: Noise Limits                                                                                                                    |
| IEC 60204-1:2005   | Electrical Equipment of Industrial Machines - Part 1: General Requirements                                                                                             |

Fonte: Arquivos de testes experimentais da WEG.

#### 4.3.1 Ensaios do Comportamento da Velocidade de Escoamento

Foram feitas leituras discretas de velocidade de ar com anemômetro, em 16 pontos de medição imediatamente antes da proteção da entrada de ar da tampa defletora, sendo:

- pontos localizados em um diâmetro que varia entre 10mm e 20mm do canhão do ventilador;
- pontos localizados em um diâmetro que varia de 10mm a 20mm da entrada da tampa de ventilação;
- pontos localizados em regiões intermediárias aos dois grupos de pontos anteriores;

Foram feitas também leituras em duas direções perpendiculares entre si, em 12 pontos na entrada e na saída das aletas.

No laboratório as medições de velocidades são feitas em pontos pré-definidos. Os estudos realizados neste trabalho servirão de comparações futuras para novos métodos de medição, como a implementação de procedimentos para medições por Tubo de *Pitot*.



Figura 101 – Comparação entre ponto de medição de velocidade experimental e simulação

A validação dos resultados se baseou em tabelas conforme o Anexo A e a Tabela 33 abaixo:

Tabela 33 – Erros dos casos comparados entre valores das médias de velocidade do escoamento nos pontos de medição de ensaios e resultados das simulações

| Caso | Carcaça | Ventilador | Pólos | Desvio<br>Padrão<br>Experimental | Desvio<br>Padrão<br>Simulação | Média<br>Experimental | Média<br>Simulação | Erro<br>(%) |
|------|---------|------------|-------|----------------------------------|-------------------------------|-----------------------|--------------------|-------------|
| 1    | Curta   | 1          | 4     | 3.54                             | 2.94                          | 10.28                 | 10.41              | 1.26        |
| 2    | Curta   | 1          | 4     | 3.39                             | 2.94                          | 10.64                 | 10.41              | 2.16        |
| 3    | Curta   | 1          | 4     | 2.97                             | 2.94                          | 10.91                 | 10.41              | 4.58        |
| 4    | Curta   | 1          | 4     | 4.07                             | 2.94                          | 11.21                 | 10.41              | 7.14        |
| 5    | Curta   | 1          | 4     | 4.25                             | 2.94                          | 10.36                 | 10.41              | 0.48        |
| 6    | Curta   | 1          | 4     | 3.27                             | 2.94                          | 10.15                 | 10.41              | 2.56        |
| 7    | Curta   | 1          | 4     | 3.13                             | 2.94                          | 10.02                 | 10.41              | 3.89        |
| 8    | Curta   | 1          | 4     | 2.62                             | 2.94                          | 10.93                 | 10.41              | 4.76        |
| 9    | Longa   | 2          | 4     | 4.00                             | 3.22                          | 11.78                 | 9.87               | 16.21       |
| 10   | Longa   | 1          | 4     | 3.33                             | 3.22                          | 11.40                 | 9.87               | 13.42       |
| 11   | Longa   | 1          | 4     | 3.72                             | 3.22                          | 11.57                 | 9.87               | 14.69       |

O ponto 19 foi um dos mais discrepantes entre resultados experimentais e simulados. Nesse ponto a velocidade aumenta abruptamente, com variações de aproximadamente 3 m/s a cada 10mm (0,01m). Isso foi ratificado na análise com perfis de velocidades. A justificativa para esse e outros erros com maior valor podem estar relacionados ao instrumento utilizado durante o ensaio, localização escolhida pelo operador, etc.

#### 4.3.2 Ensaio do Comportamento Térmico dos Motores Elétricos

Os ensaios foram realizados em duas etapas.

Na 1ª etapa: Com os motores com carga, tensão e frequência nominais até atingir a estabilidade térmica, nas seguintes condições:

- Quando a variação de temperatura é menor ou igual a 1K durante o intervalo de 1h, monitorado pelo detector de temperatura montado na carcaça;
- Quando a variação de temperatura é menor ou igual a 2K durante o intervalo de 1h, monitorado pelo detector de temperatura inserido no enrolamento do motor.

Na 2ª etapa: Com os motores desligados, a resistência do estator e a temperatura ambiente são medidas.

A diferença de resistência medida a frio, na 2ª etapa e a quente, na 1ª etapa foi determinada.

Pelo método de variação de resistência é possível calcular o aumento de temperatura através da equação abaixo:

$$\Delta T = \left( \frac{R_H - R_C}{R_C} \right) \times (234,5 + T_{amb_C}) - (T_{amb_H} - T_{amb_C}) \quad (4.2)$$

Onde:

RC: resistência ao frio

RH: resistência a quente

TambC: temperatura ambiente fria

TambH: temperatura ambiente quente

Crítérios de aceitação:

O aumento da temperatura não deve exceder o especificado na folha de dados específica para o teste. O aumento da temperatura do RTD (Resistance Temperature Detector) não deve exceder +10K a partir da mesma referência.

A validação dos resultados se deu conforme tabela abaixo:

Tabela 34 – Exemplo de comparação entre valores de ensaios experimentais e resultados das simulações

| Regiões do Motor       |                                 | Valores Experimentais (°C) | Valores da Simulação (°C) | Erro (%) |
|------------------------|---------------------------------|----------------------------|---------------------------|----------|
| Temperatura de Entrada | Dianteira                       | 114                        | 114                       | -        |
| Temperatura de Entrada | Dianteira                       | 120.4                      | 120.4                     | -        |
| Temperatura de Entrada | Dianteira                       | 117                        | 117                       | -        |
| Temperatura de Entrada | Dianteira                       | 121.7                      | 121.7                     | -        |
| Temperatura de Entrada | Dianteira                       | 117.2                      | 117.2                     | -        |
| Temperatura de Entrada | Dianteira                       | 119.9                      | 119.9                     | -        |
| Temperatura de Ajuste  | Corpo                           | -                          | 35                        | -        |
| Temperatura de Entrada | Traseira                        | -                          | 65                        | -        |
| Temperatura de Entrada | Dianteira                       | -                          | 65                        | -        |
| Temperaturas de Ajuste | Dianteira                       | -                          | 95                        | -        |
| Temperatura de Saída   | Centro da Carcaça               | 37.9                       | 35.35                     | 6.73     |
| Temperatura de Saída   | Dianteira da carcaça            | 44.1                       | 45.35                     | 2.83     |
| Temperatura de Saída   | Traseira da carcaça             | 34.7                       | 35.35                     | 1.87     |
| Temperatura de Saída   | Frente da caixa de ligação      | 48.8                       | 54.35                     | 11.37    |
| Temperatura de Saída   | Atrás da caixa de ligação       | 36.3                       | 35.35                     | 2.62     |
| Temperatura de Saída   | Tampa dianteira próximo ao eixo | 61.2                       | 59.35                     | 3.02     |

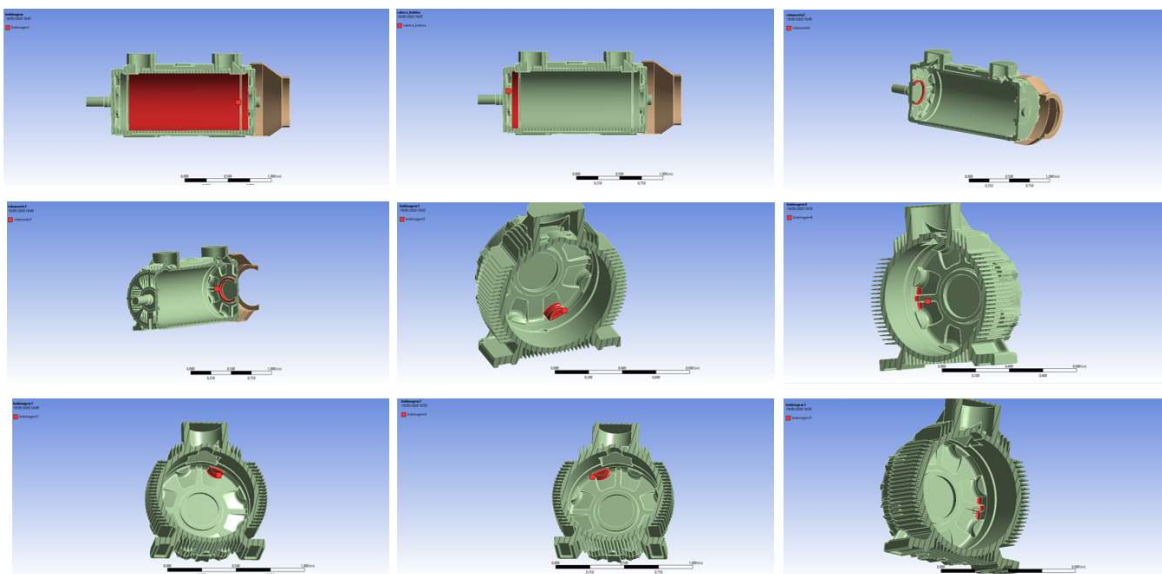


Figura 102 – Exemplos de Regiões com imposição de temperatura no modelo simplificado de transferência de calor

Futuramente para expansão da base de dados os a informação poderá advir de simulações do Ansys Maxwell, outras ferramentas de simulação, além dos próprios ensaios.

## 5 Tratamento dos Dados Obtidos e Otimização para Projetos e Desenvolvimento

A base de dados criada excede todos os resultados aqui apresentados. O levantamento e organização dos dados foram feitos de forma a estabelecer o mapeamento e filtrar os registros mais relevantes para construção de uma base que pudesse ser ampliada futuramente e que relacionassem as informações mais objetivas utilizadas durante o fluxo de trabalho do usuário.

Os dados de velocidade foram extraídos das simulações e validados através de ensaios realizados em laboratório em alguns dos casos.

Os dados de temperatura foram extraídos de ensaios de laboratório e validados através de simulações realizadas para um dos casos.

Para buscar menor dispersão na comparação de dados, os valores comparativos foram abordados por meio da análise de desvio padrão. A partir da comparação entre experimental e simulação, os dados foram mais uma vez comparados entre os demais casos simulados, respeitando uma tolerância com parcial teor empírico. Considerando ainda, a utilização do modelo de turbulência e equações de Navier-Stokes no código comercial *Ansys*, aplicado a um problema

industrial, aceitável para prosseguimento no estudo. Valores que vierem a ser discrepantes acima ou abaixo da faixa estipulada como tolerável serão levantados em uma nova obtenção de dados, após as devidas correções.

Após aquisição dos dados foram verificados interesses dos usuários em alinhamento com o tema proposto para o presente estudo. Dentro da visão do utilizador e da viabilidade técnica, facilidades adicionais foram definidas para serem implementadas no plano de trabalho imediato e em plano futuro.

### **5.1 Etapa em Excel**

O Mapa de Seleção foi concebido através do software Microsoft Excel, com parte em código com linguagem VBA para melhor atender as necessidades internas dos usuários.

### **5.2 Mapa de Ventiladores**

Em um mundo com mudanças cada vez mais rápidas e frequentes a otimização do tempo é salutar e se impõe como condição fundamental para alcance de metas e resposta a contento de indicadores de qualidade e produção.

O objetivo foi mapear a base de dados com melhores opções de conjuntos, compostos inicialmente por 4 condições mecânicas de um motor e 2 de suas variáveis físicas. A partir dos conjuntos selecionados são feitas comparações entre outros possíveis conjuntos para indicar possíveis ganhos e perdas entre as diferentes escolhas. Essas comparações permitirão uma visão macro e analítica circunscritas às condições pré-estabelecidas para construção dessa ferramenta e futuro desenvolvimento do produto.

Tal mapeamento de rápido acesso, com informações precisas para realização de projetos, contemplarão a tomada de decisão em relação a escolhas e componentes de motores elétricos.

### **5.3 Correspondência dos Sistemas de Ventilação para As Características Construtivas da Gama de Motores da Gama WEG W22Xdb**

Em geral os conjuntos envolvidos mostraram ser boas opções em diversos sentidos, no entanto a necessidade de se ter opções para diferentes montagens faces a demandas do mercado faz com que a melhor escolha seja dinâmica e variável. Portanto as melhores opções serão dadas conforme o próprio uso da ferramenta e podem ser otimizadas.

## **6 CONSIDERAÇÕES FINAIS E CONCLUSÕES**

O presente trabalho contou com várias etapas para construção de modelos computacionais, procedimentos para comparações de resultados até o mapeamento de equipamentos. De todo o processo a malha se colocou como um dos maiores desafios. Foi perceptível que as soluções computacionais aplicadas para lidar com casos que possuem complexidade geométrica como os pertencentes a esse estudo, ainda podem ser consideradas em desenvolvimento, se o cerne é a excelência da pesquisa para a demanda industrial. As simulações em *CFD* podem vislumbrar diferentes objetivos e perpassam por naturezas distintas. Tomam-se como exemplo modelos de alta fidelidade, modelos de ordem reduzida e modelos de sistema para uma visão macro, para imprimir acuracidade a outros modelos, pesquisa e desenvolvimento. Contudo os resultados alcançados com as simulações do presente estudo tem grande relevância para tratar de projetos atuais e são aceitáveis, cumprindo com o objetivo para as quais foram colocados, com todos os critérios de tolerância pré-definidos, com a adoção de uma geometria simplificada, em regime estacionário, com aproximação dos parâmetros de assimetria,  $Y^+$  e o próprio modelo de turbulência aplicado a uma solução industrial.

### **6.1 Conclusões**

Em um estudo térmico, as temperaturas resultantes de várias fontes e dissipadores de calor são observadas. É sabido que quando há um gradiente de temperatura no interior desse sistema ou o contato de dois sistemas com diferentes

temperaturas, deverá haver um processo de transferência de energia. Logo a transferência de calor é o processo através do qual essa energia é transferida. Sob esse aspecto as imagens mostram coerência entre o sentido do fluxo do fluido e áreas com maior tensão de corte.

Entre todos os aspectos verificados as variáveis tiveram boa precisão. Em geral, as maiores zonas de vorticidade foram checadas por meio das *streamlines*, distantes do movimento de massa axial do ar ao redor da carcaça. A tensão de corte mostrou o comportamento do fluido nos trechos de maior interação com a carcaça, onde percebe-se principalmente na variação da velocidade em cada uma dessas áreas, a previsão de diminuição de temperatura à medida que ocorre a diminuição de velocidade ou interrupção da corrente de ar.

Por outro lado, verifica-se na maioria dos casos, conforme esperado, que a temperatura máxima nem sempre estaria na região mais distante do ventilador e das aletas. Essa deverá ocorrer onde a velocidade do ar é menor, diminuindo a remoção do fluxo de calor da carcaça, sendo a causa diversificada pela própria trajetória do fluido. Portanto devem ser observados vários pontos quentes identificados, que foram possivelmente provocados por obstáculos representados nos esquemas geométricos. Haja vista a redução significativa da velocidade do ar observada nos canais de mediação estar diretamente associada a olhais de içamento do motor, caixas de ligação, castanhas da carcaça (quicá esse mesmo raciocínio poderá ser aplicado à influência de placas de identificação de características dos motores em regiões de passagem do fluido), etc, os interceptam a passagem do fluxo de ar.

Muitas vezes os casos do mundo real que tentamos reproduzir são geralmente limitados à análise de um aspecto específico das condições físicas reais que ocorrem. Frequentemente nesses casos, os aspectos físicos simulados são fatores importantes que podem fazer com que um produto falhe, portanto, focar apenas neles é, geralmente, uma abordagem válida. Isso também se torna possível quando podemos aproximar certas condições físicas fazendo suposições apropriadas. Partindo dessa perspectiva o trabalho realizado teve êxito, pois apresenta uma alternativa preliminar às inúmeras possibilidades de características construtivas e auxilia na compreensão dos fenômenos. Os resultados se deram com proximidade ao que era esperado, ainda que haja exceções em comparações de valores entre resultados obtidos pelo software e testes experimentais na parte dinâmica, na parte térmica. Isso pode ser justificado pelo método e forma de medição, ou pelo uso sucinto de recurso computacional. No

entanto, há campos de análises em que um produto pode falhar com base em várias condições físicas que afetam umas às outras, tornando tais suposições incompletas. A modelação desse caso em estudo poderá sofrer alterações em um acompanhamento simultâneo de todas suas condições físicas, incluindo o aspecto eletromagnético, para um prognóstico pleno. De forma que afirmações fundadas com base nos resultados alcançados não excluem estudos complementares a esse trabalho, tanto pela complexidade de modelos de equipamentos quanto pelas suas aplicações. Estruturas com essa natureza de atuação são definidas por sua capacidade de resposta à temperatura aplicada. Portanto o resultado de tal comportamento pode ser impulsionado pela escolha criteriosa das características dos materiais utilizados e a determinação ou delimitação dos parâmetros do cenário pretendido. Em resumo, pode-se afirmar que os motores são construídos de acordo com normas, com as especificações das suas condições de operação e com os locais nos quais serão instalados e tomando essa premissa, de forma geral, a geometria com o conjunto de configuração com os ventiladores 3 e 4 são dominantes, mostrando resultados mais eficazes. Se fosse possível validar o todo pela parte, essas configurações para esses modelos geométricos, entre os avaliados, poderiam ser cogitadas como opções preferenciais de arranjo para esse tipo de sistema de arrefecimento, considerando as análises realizadas com a média das velocidades dos pontos monitorados. Entretanto, devido a especificidades internas e funcionamento intrínseco das máquinas, poderá haver interesse em regiões com maior aquecimento cobertos por outras configurações de forma mais eficiente.

A execução do projeto possibilitou avançar a compreensão dos fenómenos físicos associados a processos envolvendo vazão do ar, transferência de calor utilizando *CFD*. Através de ferramentas computacionais empregadas na indústria, a resolução de aplicações práticas e desenvolvimento de métodos para abordar a representação desses fenómenos foi de notória relevância. Igualmente importante foi trabalhar com modelos de processos que envolvem todos os aspectos físicos mencionados e explorados neste projeto.

## 6.2 Sugestões para Trabalhos Futuros

Em trabalhos futuros recomenda-se principalmente o aprofundamento no âmbito multifísico, fidelidade da geometria com possíveis modificações mecânicas, implementação de novas funcionalidades no Mapa de Ventiladores ajustados a novos dados e novas demandas de projeto. É sugerido explorar a relação entre velocidade e temperatura, expandir os estudos para outras geometrias, analisar casos em regime de escoamento transiente, com diferentes temperaturas na carcaça, avaliar quantitativamente demais grandezas e determinar a efetiva potência dissipada por outras formas de transferência de calor e acoplamento magnético. O desenvolvimento de todos os casos em simulações no *CFX* e talvez a construção dos modelos em outro software para comparação das análises robustecessem o estudo. É interessante avançar na utilização de ferramentas de otimização de geometria e parametrização para mudança de pólos e outros parâmetros de input e output que podem ser alterados no decorrer das simulações.

### 6.2.1 Modificações Mecânicas

O objetivo principal foi mapear o sistema de ventilação. Entretanto o estudo possibilitou verificar alguns pontos de melhoria no motor e no design do ventilador. Contudo decidiu-se por não considerar essas alterações para as simulações neste momento.

Sugestões de modificações:

- Afunilamento da defletora;
- Reposicionamento das castanhas na carcaça, as quais se mostram obstáculos para passagem do fluido;
- Extensão da tampa defletora ao longo da carcaça, para fazer com que haja maior contato do fluido com maior velocidade na superfície do motor;
- Levantamento dos efeitos de rotação inversa do ventilador, para através do sentido oposto do fluxo, obter valores da velocidade do fluxo nessa condição;
- Ventiladores com maior diâmetro, para explorar os limites de dissipação de do fluido na tampa traseira do motor;

- Ventiladores com maior largura de pás próximo às extremidades, para minimizar a dissipação de velocidade do fluido na tampa traseira do motor;
- Estudo dos efeitos da alteração da quantidade de pás dos ventiladores existentes;
- Estudo na variação no formato das pás no tamanho, horizontal e vertical, dos ventiladores existentes;
- Estudo dos efeitos de diferentes inclinações das pás, para frente e para trás, dos ventiladores existentes.

### 6.2.2 Acoplamento Magnético

Os valores arbitrados como entrada de temperatura oriundas de ensaios poderão ser substituídos ou complementados com ferramentas computacionais analíticas de códigos comerciais usados amplamente no mercado, ou com desenvolvimento de ferramentas específicas<sup>31</sup>.

### 6.2.3 Mapa de Seleção

Implementações de novas funcionalidades se fazem interessantes para otimização do tempo e melhoria de indicadores. Esses recursos poderão ser aplicados com a disponibilidade de novos dados e adaptação de rotinas de trabalho a novas demandas. Com a crescente necessidade de utilização de ferramentas de simulação em favor de eficiência unida a adaptações frequentes a normas internacionais para busca de modelos mais arrojados, tal melhoria contínua se coloca de forma preponderante.

## REFERÊNCIAS

1. CEZÁRIO, A. *Análise do Escoamento do Ar em Motores de Indução Totalmente Fechados*, 2012.
2. VERARDI, M, *Análise do Escoamento e da Geração de Ruído no Sistema de Ventilação Externo de Um Motor de Indução Trifásico*, 2008.
3. NAU, S. L., *The Influence of The Skewed Rotor Slots on The Magnetic Noise of Three-Phase Induction Motors*, Eighth International Conference on Electrical Machines and Drives (Conf. Publ. No. 444), Cambridge, pp. 396-399, 1997.
4. NAU, S.; MELO, H. *Acoustic Noise in Induction Motors: Causes and Solutions*, Petroleum and Chemical Industry Conference, 2000. Record of Conference Papers. Industry Applications Society 47th Annual. 1999.
5. CENGEL, Y. *Heat Transfer*, 2. ed. Mcgraw-Hill, 2002.
6. MORRISON, F. A., *Understanding Rheology*. New York: Oxford University Press. 2001.
7. White, F.M., *Fluid Mechanics*. 4. ed. Mcgraw-Hill, 1998.
8. S. V. PATANKAR, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. McGraw Hill, New York, 1980.
9. MOUKALLED, L. MANGANI, M. DARWISH. *The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics: An Advanced Introduction with OpenFOAM® and Matlab®*. Cham: Springer, Stuttgart, 2016.
10. ONG, C. *Dynamic Simulations of Electric Machinery: Using MATLAB/SIMULINK*, ed. Prentice Hall, 1998.
11. LA ROCCA, S.; PICKERING, S.; EASTWICK, C.; GERADA, C.; RÖNNBERG, K. *Fluid Flow And Heat Transfer Analysis Of TEFC Machine End Regions Using More Realistic*.
12. LA ROCCA, S.; PICKERING, S.; EASTWICK, C.; GERADA, C.; RÖNNBERG. *End-Winding Geometry*. IET Journal, The 9th International Conference on Power Electronics, Machines and Drives (PEMD). 2018.
13. HOSAIN, M.; FDHILA, R.; RÖNNBERG, K. *Air-Gap Flow and Thermal Analysis of Rotating Machines using CFD*. Elsevier, The 8th International Conference on Applied Energy – ICAE. 2016.
14. BENIAKAR, M.; RÖNNBERG, K. *Thermal Modell ing of Totally Enclosed Fan Cooled Motors*. Researchgate, Conference: 2018 XIII International Conference on Electrical Machines (ICEM). 2018.
15. FERREIRA, F. *Comparison of different cooling fan designs for electric motors*.

- Researchgate, Conference: 2017 IEEE International Electric Machines and Drives Conference (IEMDC). 2017.
16. GALLONIA, E.; PARISIA, P.; MARIGNETTIB, F.; VOLPEC., G. *CFD Analyses of A Radial Fan for Electric Motor Cooling*. Elsevier, Thermal Science and Engineering Progress 8 470–476. 2018.
  17. CUSTÓDIO, R. *O Método dos Elementos Finitos Aplicado na Análise de Vibrações Livres de Problemas Submetidos ao Estado Plano de Tensões*. Em: II Simpósio De Métodos Numéricos Em Engenharia. 10 (2017).
  18. WEG. Apresenta informações gerais sobre Eficiência Energética. Disponível em: [https://intranet.weg.net/br/corporativo/qualidade/product\\_compliance/SitePages/Energy\\_Efficiency.aspx](https://intranet.weg.net/br/corporativo/qualidade/product_compliance/SitePages/Energy_Efficiency.aspx) >. Acesso em 02 mar. 2020.
  19. OMDIA. Apresenta informações gerais sobre pesquisa da IHS Markit. Disponível em: < <https://technology.informa.com/616170/medium-voltage-motor-market-posts-strong-performance-despite-global-economic-uncertainty> >. Acesso em 09 mar. 2020.
  20. HAWK RIDGE SYSTEMS. Apresenta informações gerais sobre Eficiência Energética. Disponível em: < <https://hawkridgesys.com/blog/multiphysics-analysis-solutions-hawk-ridge-systems> >. Acesso em 02 mar. 2020
  21. INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION. IEC 60034-6: *Rotating Electrical Machines - Part 6: Methods of cooling (IC Code)*. 2003.
  22. INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION. IEC 60079-19: *Explosive atmospheres - Part 19: Equipment repair, overhaul and reclamation*. 2019.
  23. INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION. IEC 60034-14: *Rotating Electrical Machines - Part 14: Mechanical Vibration of Certain Machines with Shaft Heights 56 MM and Higher - Measurement, Evaluation and Limits of Vibration*. 2003.
  24. INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION. IEC 60034-9: *Rotating Electrical Machines - Part 9: Noise Limits*. 2003.
  25. INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION. IEC 60204-1: *Electrical Equipment of Industrial Machines - Part 1: General Requirements*. 2005.
  26. INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION. IEC 60034-2-1: *Rotating Electrical Machines - Part 2-1: Standard Methods for Determining Losses and Efficiency from Tests (Excluding Machines for Traction Vehicles)*. 2014.
  27. ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. ABNT NBR IEC 60034-6: Máquinas elétricas girantes - Classificação dos métodos de resfriamento. 2013.

28. WEG, DT- 6 – Motores Elétricos Assíncronos e Síncronos de Média Tensão – Especificação, Características E Manutenção. Revisão 2.07/2014, 2014.
29. MIT. Apresenta informações gerais sobre Termodinâmica e Propulsão. Disponível em: < <https://web.mit.edu/16.unified/www/FALL/thermodynamics/notes/node122.html> >. Acesso em 02 mar. 2020.
30. PAUL D. BATES, STUART N. LANE, ROBERT I. FERGUSON. *Computational Fluid Dynamics: Applications in Environmental Hydraulics*, 6. ed. John Wiley & Sons, 2005.
31. BLAABJERG, F.; STATON, LONEL, D; ZHOU, P. *Multiphysics Simulation By Design For Electrical Machines, Power Electronics And Drives*, 6. ed. John Wiley & Sons, 2017.
32. ANSYS. Apresenta informações gerais sobre Ansys CFX. Disponível em: < [http://www.ozeninc.com/downloads/ANSYS\\_CFX.pdf](http://www.ozeninc.com/downloads/ANSYS_CFX.pdf) >. Acesso em 02 mar. 2020.
33. FACULDADE DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE DO PORTO, Notas de Aula da Unidade Curricular CFD com Transferência de Calor, 2019.
34. ESSS. Apresenta informações gerais sobre CFD em: < <https://www.esss.co/biblioteca-tecnica/> >. Acesso em 02 mar. 2020.
35. ANSYS CFX, ANSYS CFX, Release 11.0 – Help Guides. ANSYS Europe Ltd. 2007.
36. MIXIT. Apresenta informações gerais sobre Malha em Interfaces. Disponível em: < <https://mixing-solution.com/2012/07/31/mrf-versus-sliding-mesh/> >. Acesso em 30 mar. 2020.
37. CFD2012. Apresenta informações gerais sobre CFD. Disponível em: < <http://cfd2012.com/time-scale.html> >. Acesso em 30 mar. 2020.
38. ANFLUX. Apresenta informações gerais sobre CFD. Disponível em: < <http://www.anflux.com/design/default/images/cfx-numerics.pdf?PHPSESSID=b22ede649b5063c6e804c276a82c1ade> >. Acesso em 30 mar. 2020.
39. CAMPELO, H.M.R; SOUSA, R.L.; FONTE, C.M.; DIAS, M. *Detailed CFD analysis of ODAF power transformers*. International Colloquium Transformer Research and Asset Management. 2009.
40. CAMPELO, H.M.R; LOPES R.C.; FONTE C.M.; DIAS M. *Network Modelling Applied to CORE Power Transformers and Validation with CFD Simulations*. International Colloquium Transformer Research and Asset Management. 2012.
41. USP. Apresenta informações gerais sobre conteúdos de transferência de calor do Professor Jessé Rebello de Souza Jr. Disponível em: < [http://sites.poli.usp.br/p/jesse.rebello/termo/transcal\\_01.pdf](http://sites.poli.usp.br/p/jesse.rebello/termo/transcal_01.pdf) >. Acesso em 02

fev. 2020.

42. UNICAMP. Apresenta informações gerais sobre conteúdos de transferência de calor do Professor Erick de Moraes Franklin. Disponível em: < [http://www.fem.unicamp.br/~franklin/EM524/aula\\_em524\\_pdf/aula-23.pdf](http://www.fem.unicamp.br/~franklin/EM524/aula_em524_pdf/aula-23.pdf) >. Acesso em 02 fev. 2020.
43. WIKIPEDIA. Apresenta informações gerais sobre Direct Numerical Simulation. Disponível em: < [https://en.wikipedia.org/wiki/Direct\\_numerical\\_simulation](https://en.wikipedia.org/wiki/Direct_numerical_simulation) >. Acesso em 30 mar. 2020.
44. CUSTÓDIO, R. *O Método dos Elementos Finitos Aplicado na Análise de Vibrações Livres de Problemas Submetidos ao Estado Plano de Tensões*. Em: II Simpósio De Métodos Numéricos Em Engenharia. 10 (2017).
45. HERVOUET, J.M.; VAN HAREN, L., *Recent Advances in Numerical Methods for Fluid Flow*. In Floodplain Processes, John Wiley & Sons Ltd. 1996.
46. SILVA, JR, *Avaliação “On-Line” De Temperatura do Transformador de Potência Através de Modelagem Numérica Magnética e Termodinâmica*. Florianópolis, SC. 2015.
47. FLUID MECHANICS 101. Apresenta informações gerais Mecânica dos Fluidos. Disponível em: < [https:// https://www.fluidmechanics101.com](https://www.fluidmechanics101.com)>. Acesso em 09 set. 2020.

## ANEXO A - Comparação entre Valores Experimentais e Valores de Simulação

| Casos Comparados | Pontos de Medição | Carcaça | Pólos | Ventilador | Valor da Velocidade Experimental (m/s) | Valor da Velocidade Simulação | Erro  |
|------------------|-------------------|---------|-------|------------|----------------------------------------|-------------------------------|-------|
| 1                | 1                 | curta   | 4     | 1          | 9.50                                   | 9.25                          | 3%    |
| 1                | 2                 | curta   | 4     | 1          | 9.90                                   | 9.86                          | 0%    |
| 1                | 3                 | curta   | 4     | 1          | 9.80                                   | 10.77                         | -10%  |
| 1                | 4                 | curta   | 4     | 1          | 9.30                                   | 12.24                         | -32%  |
| 1                | 5                 | curta   | 4     | 1          | 7.40                                   | 9.11                          | -23%  |
| 1                | 6                 | curta   | 4     | 1          | 7.70                                   | 9.70                          | -26%  |
| 1                | 7                 | curta   | 4     | 1          | 6.80                                   | 10.55                         | -55%  |
| 1                | 8                 | curta   | 4     | 1          | 4.40                                   | 11.85                         | -169% |
| 1                | 9                 | curta   | 4     | 1          | 9.20                                   | 9.11                          | 1%    |
| 1                | 10                | curta   | 4     | 1          | 9.40                                   | 9.76                          | -4%   |
| 1                | 11                | curta   | 4     | 1          | 9.20                                   | 10.58                         | -15%  |
| 1                | 12                | curta   | 4     | 1          | 8.30                                   | 12.00                         | -45%  |
| 1                | 13                | curta   | 4     | 1          | 9.20                                   | 9.37                          | -2%   |
| 1                | 14                | curta   | 4     | 1          | 10.10                                  | 10.12                         | 0%    |
| 1                | 15                | curta   | 4     | 1          | 10.60                                  | 10.71                         | -1%   |
| 1                | 16                | curta   | 4     | 1          | 7.30                                   | 11.07                         | -52%  |
| 1                | 17                | curta   | 4     | 1          | 16.20                                  | 16.87                         | -4%   |
| 1                | 18                | curta   | 4     | 1          | 16.60                                  | 13.48                         | 19%   |
| 1                | 19                | curta   | 4     | 1          | 19.40                                  | 1.64                          | 92%   |
| 1                | 20                | curta   | 4     | 1          | 17.30                                  | 12.76                         | 26%   |
| 1                | 21                | curta   | 4     | 1          | 16.50                                  | 17.09                         | -4%   |
| 1                | 22                | curta   | 4     | 1          | 8.80                                   | 10.90                         | -24%  |
| 1                | 23                | curta   | 4     | 1          | 9.10                                   | 11.25                         | -24%  |
| 1                | 24                | curta   | 4     | 1          | 10.10                                  | 8.49                          | 16%   |
| 1                | 25                | curta   | 4     | 1          | 11.00                                  | 4.00                          | 64%   |
| 1                | 26                | curta   | 4     | 1          | 9.00                                   | 10.19                         | -13%  |
| 1                | 27                | curta   | 4     | 1          | 9.50                                   | 9.85                          | -4%   |
| 1                | 28                | curta   | 4     | 1          | 6.20                                   | 8.90                          | -44%  |
| 2                | 1                 | curta   | 4     | 1          | 9.50                                   | 9.25                          | 3%    |
| 2                | 2                 | curta   | 4     | 1          | 9.70                                   | 9.86                          | -2%   |
| 2                | 3                 | curta   | 4     | 1          | 8.20                                   | 10.77                         | -31%  |
| 2                | 4                 | curta   | 4     | 1          | 6.20                                   | 12.24                         | -97%  |
| 2                | 5                 | curta   | 4     | 1          | 9.50                                   | 9.11                          | 4%    |
| 2                | 6                 | curta   | 4     | 1          | 9.70                                   | 9.70                          | 0%    |
| 2                | 7                 | curta   | 4     | 1          | 8.00                                   | 10.55                         | -32%  |
| 2                | 8                 | curta   | 4     | 1          | 5.60                                   | 11.85                         | -112% |
| 2                | 9                 | curta   | 4     | 1          | 9.20                                   | 9.11                          | 1%    |
| 2                | 10                | curta   | 4     | 1          | 10.50                                  | 9.76                          | 7%    |
| 2                | 11                | curta   | 4     | 1          | 10.50                                  | 10.58                         | -1%   |
| 2                | 12                | curta   | 4     | 1          | 9.80                                   | 12.00                         | -22%  |
| 2                | 13                | curta   | 4     | 1          | 10.10                                  | 9.37                          | 7%    |

|   |    |       |   |   |       |       |      |
|---|----|-------|---|---|-------|-------|------|
| 2 | 14 | curta | 4 | 1 | 10.60 | 10.12 | 5%   |
| 2 | 15 | curta | 4 | 1 | 10.00 | 10.71 | -7%  |
| 2 | 16 | curta | 4 | 1 | 8.00  | 11.07 | -38% |
| 2 | 17 | curta | 4 | 1 | 19.50 | 16.87 | 14%  |
| 2 | 18 | curta | 4 | 1 | 15.30 | 13.48 | 12%  |
| 2 | 19 | curta | 4 | 1 | 17.40 | 1.64  | 91%  |
| 2 | 20 | curta | 4 | 1 | 16.50 | 12.76 | 23%  |
| 2 | 21 | curta | 4 | 1 | 16.70 | 17.09 | -2%  |
| 2 | 22 | curta | 4 | 1 | 9.30  | 10.90 | -17% |
| 2 | 23 | curta | 4 | 1 | 11.20 | 11.25 | 0%   |
| 2 | 24 | curta | 4 | 1 | 12.00 | 8.49  | 29%  |
| 2 | 25 | curta | 4 | 1 | 10.30 | 4.00  | 61%  |
| 2 | 26 | curta | 4 | 1 | 9.60  | 10.19 | -6%  |
| 2 | 27 | curta | 4 | 1 | 9.20  | 9.85  | -7%  |
| 2 | 28 | curta | 4 | 1 | 5.70  | 8.90  | -56% |
| 3 | 1  | curta | 4 | 1 | 10.20 | 9.25  | 9%   |
| 3 | 2  | curta | 4 | 1 | 9.70  | 9.86  | -2%  |
| 3 | 3  | curta | 4 | 1 | 11.00 | 10.77 | 2%   |
| 3 | 4  | curta | 4 | 1 | 9.40  | 12.24 | -30% |
| 3 | 5  | curta | 4 | 1 | 9.90  | 9.11  | 8%   |
| 3 | 6  | curta | 4 | 1 | 10.20 | 9.70  | 5%   |
| 3 | 7  | curta | 4 | 1 | 10.40 | 10.55 | -1%  |
| 3 | 8  | curta | 4 | 1 | 7.40  | 11.85 | -60% |
| 3 | 9  | curta | 4 | 1 | 9.60  | 9.11  | 5%   |
| 3 | 10 | curta | 4 | 1 | 10.50 | 9.76  | 7%   |
| 3 | 11 | curta | 4 | 1 | 10.70 | 10.58 | 1%   |
| 3 | 12 | curta | 4 | 1 | 7.50  | 12.00 | -60% |
| 3 | 13 | curta | 4 | 1 | 9.30  | 9.37  | -1%  |
| 3 | 14 | curta | 4 | 1 | 9.90  | 10.12 | -2%  |
| 3 | 15 | curta | 4 | 1 | 10.10 | 10.71 | -6%  |
| 3 | 16 | curta | 4 | 1 | 10.70 | 11.07 | -3%  |
| 3 | 17 | curta | 4 | 1 | 17.50 | 16.87 | 4%   |
| 3 | 18 | curta | 4 | 1 | 15.30 | 13.48 | 12%  |
| 3 | 19 | curta | 4 | 1 | 17.90 | 1.64  | 91%  |
| 3 | 20 | curta | 4 | 1 | 15.10 | 12.76 | 15%  |
| 3 | 21 | curta | 4 | 1 | 17.70 | 17.09 | 3%   |
| 3 | 22 | curta | 4 | 1 | 8.80  | 10.90 | -24% |
| 3 | 23 | curta | 4 | 1 | 8.60  | 11.25 | -31% |
| 3 | 24 | curta | 4 | 1 | 10.60 | 8.49  | 20%  |
| 3 | 25 | curta | 4 | 1 | 11.10 | 4.00  | 64%  |
| 3 | 26 | curta | 4 | 1 | 9.50  | 10.19 | -7%  |
| 3 | 27 | curta | 4 | 1 | 10.80 | 9.85  | 9%   |
| 3 | 28 | curta | 4 | 1 | 6.00  | 8.90  | -48% |
| 4 | 1  | curta | 4 | 1 | 9.60  | 9.25  | 4%   |
| 4 | 2  | curta | 4 | 1 | 10.10 | 9.86  | 2%   |
| 4 | 3  | curta | 4 | 1 | 10.80 | 10.77 | 0%   |
| 4 | 4  | curta | 4 | 1 | 10.20 | 12.24 | -20% |
| 4 | 5  | curta | 4 | 1 | 9.40  | 9.11  | 3%   |

|       |    |       |   |   |       |       |       |
|-------|----|-------|---|---|-------|-------|-------|
| 4     | 6  | curta | 4 | 1 | 10.80 | 9.70  | 10%   |
| 4     | 7  | curta | 4 | 1 | 11.40 | 10.55 | 7%    |
| 4     | 8  | curta | 4 | 1 | 17.40 | 11.85 | 32%   |
| 4     | 9  | curta | 4 | 1 | 9.10  | 9.11  | 0%    |
| 4     | 10 | curta | 4 | 1 | 8.90  | 9.76  | -10%  |
| 4     | 11 | curta | 4 | 1 | 8.30  | 10.58 | -27%  |
| 4     | 12 | curta | 4 | 1 | 6.80  | 12.00 | -77%  |
| 4     | 13 | curta | 4 | 1 | 9.70  | 9.37  | 3%    |
| 4     | 14 | curta | 4 | 1 | 9.80  | 10.12 | -3%   |
| 4     | 15 | curta | 4 | 1 | 7.80  | 10.71 | -37%  |
| 4     | 16 | curta | 4 | 1 | 6.10  | 11.07 | -81%  |
| 4     | 17 | curta | 4 | 1 | 17.30 | 16.87 | 3%    |
| 4     | 18 | curta | 4 | 1 | 22.30 | 13.48 | 40%   |
| 4     | 19 | curta | 4 | 1 | 9.80  | 1.64  | 83%   |
| 4     | 20 | curta | 4 | 1 | 18.00 | 12.76 | 29%   |
| 4     | 21 | curta | 4 | 1 | 18.30 | 17.09 | 7%    |
| 4     | 22 | curta | 4 | 1 | 16.80 | 10.90 | 35%   |
| 4     | 23 | curta | 4 | 1 | 10.70 | 11.25 | -5%   |
| 4     | 24 | curta | 4 | 1 | 12.00 | 8.49  | 29%   |
| 4     | 25 | curta | 4 | 1 | 6.80  | 4.00  | 41%   |
| 4     | 26 | curta | 4 | 1 | 10.40 | 10.19 | 2%    |
| 4     | 27 | curta | 4 | 1 | 7.10  | 9.85  | -39%  |
| 4     | 28 | curta | 4 | 1 | 8.20  | 8.90  | -9%   |
| <hr/> |    |       |   |   |       |       |       |
| 5     | 1  | curta | 4 | 1 | 10.00 | 9.25  | 8%    |
| 5     | 2  | curta | 4 | 1 | 10.50 | 9.86  | 6%    |
| 5     | 3  | curta | 4 | 1 | 9.30  | 10.77 | -16%  |
| 5     | 4  | curta | 4 | 1 | 7.40  | 12.24 | -65%  |
| 5     | 5  | curta | 4 | 1 | 9.50  | 9.11  | 4%    |
| 5     | 6  | curta | 4 | 1 | 9.40  | 9.70  | -3%   |
| 5     | 7  | curta | 4 | 1 | 10.00 | 10.55 | -6%   |
| 5     | 8  | curta | 4 | 1 | 6.00  | 11.85 | -98%  |
| 5     | 9  | curta | 4 | 1 | 9.00  | 9.11  | -1%   |
| 5     | 10 | curta | 4 | 1 | 9.80  | 9.76  | 0%    |
| 5     | 11 | curta | 4 | 1 | 10.40 | 10.58 | -2%   |
| 5     | 12 | curta | 4 | 1 | 9.30  | 12.00 | -29%  |
| 5     | 13 | curta | 4 | 1 | 10.00 | 9.37  | 6%    |
| 5     | 14 | curta | 4 | 1 | 10.30 | 10.12 | 2%    |
| 5     | 15 | curta | 4 | 1 | 11.00 | 10.71 | 3%    |
| 5     | 16 | curta | 4 | 1 | 9.20  | 11.07 | -20%  |
| 5     | 17 | curta | 4 | 1 | 13.90 | 16.87 | -21%  |
| 5     | 18 | curta | 4 | 1 | 21.50 | 13.48 | 37%   |
| 5     | 19 | curta | 4 | 1 | 8.10  | 1.64  | 80%   |
| 5     | 20 | curta | 4 | 1 | 20.10 | 12.76 | 37%   |
| 5     | 21 | curta | 4 | 1 | 20.20 | 17.09 | 15%   |
| 5     | 22 | curta | 4 | 1 | 16.00 | 10.90 | 32%   |
| 5     | 23 | curta | 4 | 1 | 4.30  | 11.25 | -162% |
| 5     | 24 | curta | 4 | 1 | 9.30  | 8.49  | 9%    |
| 5     | 25 | curta | 4 | 1 | 6.00  | 4.00  | 33%   |

|   |    |       |   |   |       |       |       |
|---|----|-------|---|---|-------|-------|-------|
| 5 | 26 | curta | 4 | 1 | 7.50  | 10.19 | -36%  |
| 5 | 27 | curta | 4 | 1 | 5.00  | 9.85  | -97%  |
| 5 | 28 | curta | 4 | 1 | 7.20  | 8.90  | -24%  |
| 6 | 1  | curta | 4 | 1 | 12.40 | 9.25  | 25%   |
| 6 | 2  | curta | 4 | 1 | 10.10 | 9.86  | 2%    |
| 6 | 3  | curta | 4 | 1 | 9.00  | 10.77 | -20%  |
| 6 | 4  | curta | 4 | 1 | 8.00  | 12.24 | -53%  |
| 6 | 5  | curta | 4 | 1 | 9.50  | 9.11  | 4%    |
| 6 | 6  | curta | 4 | 1 | 8.70  | 9.70  | -12%  |
| 6 | 7  | curta | 4 | 1 | 8.40  | 10.55 | -26%  |
| 6 | 8  | curta | 4 | 1 | 6.70  | 11.85 | -77%  |
| 6 | 9  | curta | 4 | 1 | 9.20  | 9.11  | 1%    |
| 6 | 10 | curta | 4 | 1 | 8.50  | 9.76  | -15%  |
| 6 | 11 | curta | 4 | 1 | 6.20  | 10.58 | -71%  |
| 6 | 12 | curta | 4 | 1 | 6.40  | 12.00 | -88%  |
| 6 | 13 | curta | 4 | 1 |       | 9.37  |       |
| 6 | 14 | curta | 4 | 1 |       | 10.12 |       |
| 6 | 15 | curta | 4 | 1 |       | 10.71 |       |
| 6 | 16 | curta | 4 | 1 |       | 11.07 |       |
| 6 | 17 | curta | 4 | 1 | 16.30 | 16.87 | -3%   |
| 6 | 18 | curta | 4 | 1 | 17.10 | 13.48 | 21%   |
| 6 | 19 | curta | 4 | 1 | 11.50 | 1.64  | 86%   |
| 6 | 20 | curta | 4 | 1 | 16.50 | 12.76 | 23%   |
| 6 | 21 | curta | 4 | 1 | 16.60 | 17.09 | -3%   |
| 6 | 22 | curta | 4 | 1 | 9.90  | 10.90 | -10%  |
| 6 | 23 | curta | 4 | 1 | 10.30 | 11.25 | -9%   |
| 6 | 24 | curta | 4 | 1 | 9.50  | 8.49  | 11%   |
| 6 | 25 | curta | 4 | 1 | 7.10  | 4.00  | 44%   |
| 6 | 26 | curta | 4 | 1 | 9.10  | 10.19 | -12%  |
| 6 | 27 | curta | 4 | 1 | 10.00 | 9.85  | 1%    |
| 6 | 28 | curta | 4 | 1 | 6.50  | 8.90  | -37%  |
| 7 | 1  | curta | 4 | 1 | 9.20  | 9.25  | -1%   |
| 7 | 2  | curta | 4 | 1 | 10.00 | 9.86  | 1%    |
| 7 | 3  | curta | 4 | 1 | 9.30  | 10.77 | -16%  |
| 7 | 4  | curta | 4 | 1 | 3.90  | 12.24 | -214% |
| 7 | 5  | curta | 4 | 1 | 9.10  | 9.11  | 0%    |
| 7 | 6  | curta | 4 | 1 | 9.00  | 9.70  | -8%   |
| 7 | 7  | curta | 4 | 1 | 8.60  | 10.55 | -23%  |
| 7 | 8  | curta | 4 | 1 | 4.90  | 11.85 | -142% |
| 7 | 9  | curta | 4 | 1 | 9.50  | 9.11  | 4%    |
| 7 | 10 | curta | 4 | 1 | 9.40  | 9.76  | -4%   |
| 7 | 11 | curta | 4 | 1 | 10.10 | 10.58 | -5%   |
| 7 | 12 | curta | 4 | 1 | 8.00  | 12.00 | -50%  |
| 7 | 13 | curta | 4 | 1 | 9.30  | 9.37  | -1%   |
| 7 | 14 | curta | 4 | 1 | 10.60 | 10.12 | 5%    |
| 7 | 15 | curta | 4 | 1 | 11.10 | 10.71 | 4%    |
| 7 | 16 | curta | 4 | 1 | 6.50  | 11.07 | -70%  |
| 7 | 17 | curta | 4 | 1 | 10.30 | 16.87 | -64%  |

|   |    |       |   |   |       |       |      |
|---|----|-------|---|---|-------|-------|------|
| 7 | 18 | curta | 4 | 1 | 13.50 | 13.48 | 0%   |
| 7 | 19 | curta | 4 | 1 | 7.90  | 1.64  | 79%  |
| 7 | 20 | curta | 4 | 1 | 16.80 | 12.76 | 24%  |
| 7 | 21 | curta | 4 | 1 | 14.20 | 17.09 | -20% |
| 7 | 22 | curta | 4 | 1 | 18.90 | 10.90 | 42%  |
| 7 | 23 | curta | 4 | 1 | 12.90 | 11.25 | 13%  |
| 7 | 24 | curta | 4 | 1 | 9.70  | 8.49  | 13%  |
| 7 | 25 | curta | 4 | 1 | 5.90  | 4.00  | 32%  |
| 7 | 26 | curta | 4 | 1 | 10.70 | 10.19 | 5%   |
| 7 | 27 | curta | 4 | 1 | 10.10 | 9.85  | 2%   |
| 7 | 28 | curta | 4 | 1 | 11.10 | 8.90  | 20%  |
| 8 | 1  | curta | 4 | 1 | 9.00  | 9.25  | -3%  |
| 8 | 2  | curta | 4 | 1 | 11.50 | 9.86  | 14%  |
| 8 | 3  | curta | 4 | 1 | 11.00 | 10.77 | 2%   |
| 8 | 4  | curta | 4 | 1 | 8.00  | 12.24 | -53% |
| 8 | 5  | curta | 4 | 1 | 10.50 | 9.11  | 13%  |
| 8 | 6  | curta | 4 | 1 | 11.00 | 9.70  | 12%  |
| 8 | 7  | curta | 4 | 1 | 10.00 | 10.55 | -6%  |
| 8 | 8  | curta | 4 | 1 | 7.50  | 11.85 | -58% |
| 8 | 9  | curta | 4 | 1 | 9.00  | 9.11  | -1%  |
| 8 | 10 | curta | 4 | 1 | 11.00 | 9.76  | 11%  |
| 8 | 11 | curta | 4 | 1 | 11.00 | 10.58 | 4%   |
| 8 | 12 | curta | 4 | 1 | 10.00 | 12.00 | -20% |
| 8 | 13 | curta | 4 | 1 | 9.00  | 9.37  | -4%  |
| 8 | 14 | curta | 4 | 1 | 11.00 | 10.12 | 8%   |
| 8 | 15 | curta | 4 | 1 | 11.50 | 10.71 | 7%   |
| 8 | 16 | curta | 4 | 1 | 9.50  | 11.07 | -17% |
| 8 | 17 | curta | 4 | 1 | 16.50 | 16.87 | -2%  |
| 8 | 18 | curta | 4 | 1 | 16.00 | 13.48 | 16%  |
| 8 | 19 | curta | 4 | 1 | 13.00 | 1.64  | 87%  |
| 8 | 20 | curta | 4 | 1 | 17.50 | 12.76 | 27%  |
| 8 | 21 | curta | 4 | 1 | 15.50 | 17.09 | -10% |
| 8 | 22 | curta | 4 | 1 | 10.50 | 10.90 | -4%  |
| 8 | 23 | curta | 4 | 1 | 10.50 | 11.25 | -7%  |
| 8 | 24 | curta | 4 | 1 | 12.50 | 8.49  | 32%  |
| 8 | 25 | curta | 4 | 1 | 7.00  | 4.00  | 43%  |
| 8 | 26 | curta | 4 | 1 | 9.00  | 10.19 | -13% |
| 8 | 27 | curta | 4 | 1 | 9.00  | 9.85  | -9%  |
| 8 | 28 | curta | 4 | 1 | 8.50  | 8.90  | -5%  |
| 9 | 1  | longa | 4 | 2 | 9.40  | 9.03  | 4%   |
| 9 | 2  | longa | 4 | 2 | 10.40 | 9.60  | 8%   |
| 9 | 3  | longa | 4 | 2 | 9.80  | 10.50 | -7%  |
| 9 | 4  | longa | 4 | 2 | 10.00 | 11.86 | -19% |
| 9 | 5  | longa | 4 | 2 | 10.20 | 9.20  | 10%  |
| 9 | 6  | longa | 4 | 2 | 10.40 | 9.64  | 7%   |
| 9 | 7  | longa | 4 | 2 | 10.60 | 10.38 | 2%   |
| 9 | 8  | longa | 4 | 2 | 9.90  | 11.52 | -16% |
| 9 | 9  | longa | 4 | 2 | 10.50 | 9.08  | 14%  |

|    |    |       |   |   |       |       |       |
|----|----|-------|---|---|-------|-------|-------|
| 9  | 10 | longa | 4 | 2 | 10.70 | 9.63  | 10%   |
| 9  | 11 | longa | 4 | 2 | 11.00 | 10.53 | 4%    |
| 9  | 12 | longa | 4 | 2 | 8.50  | 12.17 | -43%  |
| 9  | 13 | longa | 4 | 2 | 10.00 | 9.22  | 8%    |
| 9  | 14 | longa | 4 | 2 | 10.20 | 9.75  | 4%    |
| 9  | 15 | longa | 4 | 2 | 10.50 | 10.37 | 1%    |
| 9  | 16 | longa | 4 | 2 | 10.00 | 10.69 | -7%   |
| 9  | 17 | longa | 4 | 2 | 16.60 | 17.10 | -3%   |
| 9  | 18 | longa | 4 | 2 | 19.90 | 13.27 | 33%   |
| 9  | 19 | longa | 4 | 2 | 22.40 | 0.63  | 97%   |
| 9  | 20 | longa | 4 | 2 | 10.50 | 10.25 | 2%    |
| 9  | 21 | longa | 4 | 2 | 8.40  | 16.87 | -101% |
| 9  | 22 | longa | 4 | 2 | 8.50  | 11.29 | -33%  |
| 9  | 23 | longa | 4 | 2 | 18.40 | 10.06 | 45%   |
| 9  | 24 | longa | 4 | 2 | 18.60 | 6.71  | 64%   |
| 9  | 25 | longa | 4 | 2 | 18.80 | 2.47  | 87%   |
| 9  | 26 | longa | 4 | 2 | 8.40  | 8.11  | 3%    |
| 9  | 27 | longa | 4 | 2 | 8.00  | 8.58  | -7%   |
| 9  | 28 | longa | 4 | 2 | 9.10  | 7.72  | 15%   |
| 10 | 1  | longa | 4 | 1 | 10.10 | 9.03  | 11%   |
| 10 | 2  | longa | 4 | 1 | 11.90 | 9.60  | 19%   |
| 10 | 3  | longa | 4 | 1 | 11.60 | 10.50 | 9%    |
| 10 | 4  | longa | 4 | 1 | 10.10 | 11.86 | -17%  |
| 10 | 5  | longa | 4 | 1 | 9.80  | 9.20  | 6%    |
| 10 | 6  | longa | 4 | 1 | 10.80 | 9.64  | 11%   |
| 10 | 7  | longa | 4 | 1 | 11.00 | 10.38 | 6%    |
| 10 | 8  | longa | 4 | 1 | 9.90  | 11.52 | -16%  |
| 10 | 9  | longa | 4 | 1 | 9.20  | 9.08  | 1%    |
| 10 | 10 | longa | 4 | 1 | 10.30 | 9.63  | 7%    |
| 10 | 11 | longa | 4 | 1 | 11.20 | 10.53 | 6%    |
| 10 | 12 | longa | 4 | 1 | 10.80 | 12.17 | -13%  |
| 10 | 13 | longa | 4 | 1 | 10.20 | 9.22  | 10%   |
| 10 | 14 | longa | 4 | 1 | 11.90 | 9.75  | 18%   |
| 10 | 15 | longa | 4 | 1 | 11.60 | 10.37 | 11%   |
| 10 | 16 | longa | 4 | 1 | 10.60 | 10.69 | -1%   |
| 10 | 17 | longa | 4 | 1 | 19.20 | 17.10 | 11%   |
| 10 | 18 | longa | 4 | 1 | 10.90 | 13.27 | -22%  |
| 10 | 19 | longa | 4 | 1 | 15.80 | 0.63  | 96%   |
| 10 | 20 | longa | 4 | 1 | 16.40 | 10.25 | 38%   |
| 10 | 21 | longa | 4 | 1 | 21.50 | 16.87 | 22%   |
| 10 | 22 | longa | 4 | 1 | 14.60 | 11.29 | 23%   |
| 10 | 23 | longa | 4 | 1 | 9.10  | 10.06 | -11%  |
| 10 | 24 | longa | 4 | 1 | 8.40  | 6.71  | 20%   |
| 10 | 25 | longa | 4 | 1 | 6.60  | 2.47  | 63%   |
| 10 | 26 | longa | 4 | 1 | 10.50 | 8.11  | 23%   |
| 10 | 27 | longa | 4 | 1 | 9.50  | 8.58  | 10%   |
| 10 | 28 | longa | 4 | 1 | 5.70  | 7.72  | -35%  |
| 11 | 1  | longa | 4 | 1 | 10.10 | 9.03  | 11%   |

|    |    |       |   |   |       |       |     |
|----|----|-------|---|---|-------|-------|-----|
| 11 | 2  | longa | 4 | 1 | 10.80 | 9.60  | 11% |
| 11 | 3  | longa | 4 | 1 | 11.30 | 10.50 | 7%  |
| 11 | 4  | longa | 4 | 1 | 11.50 | 11.86 | -3% |
| 11 | 5  | longa | 4 | 1 | 10.10 | 9.20  | 9%  |
| 11 | 6  | longa | 4 | 1 | 11.00 | 9.64  | 12% |
| 11 | 7  | longa | 4 | 1 | 11.20 | 10.38 | 7%  |
| 11 | 8  | longa | 4 | 1 | 12.00 | 11.52 | 4%  |
| 11 | 9  | longa | 4 | 1 | 10.30 | 9.08  | 12% |
| 11 | 10 | longa | 4 | 1 | 10.60 | 9.63  | 9%  |
| 11 | 11 | longa | 4 | 1 | 11.20 | 10.53 | 6%  |
| 11 | 12 | longa | 4 | 1 | 12.40 | 12.17 | 2%  |
| 11 | 13 | longa | 4 | 1 | 10.50 | 9.22  | 12% |
| 11 | 14 | longa | 4 | 1 | 11.00 | 9.75  | 11% |
| 11 | 15 | longa | 4 | 1 | 11.10 | 10.37 | 7%  |
| 11 | 16 | longa | 4 | 1 | 11.50 | 10.69 | 7%  |
| 11 | 17 | longa | 4 | 1 | 17.00 | 17.10 | -1% |
| 11 | 18 | longa | 4 | 1 | 17.20 | 13.27 | 23% |
| 11 | 19 | longa | 4 | 1 | 4.80  | 0.63  | 87% |
| 11 | 20 | longa | 4 | 1 | 18.60 | 10.25 | 45% |
| 11 | 21 | longa | 4 | 1 | 20.80 | 16.87 | 19% |
| 11 | 22 | longa | 4 | 1 | 18.50 | 11.29 | 39% |
| 11 | 23 | longa | 4 | 1 | 9.90  | 10.06 | -2% |
| 11 | 24 | longa | 4 | 1 | 9.40  | 6.71  | 29% |
| 11 | 25 | longa | 4 | 1 | 4.10  | 2.47  | 40% |
| 11 | 26 | longa | 4 | 1 | 9.00  | 8.11  | 10% |
| 11 | 27 | longa | 4 | 1 | 10.50 | 8.58  | 18% |
| 11 | 28 | longa | 4 | 1 | 7.50  | 7.72  | -3% |

---

## ANEXO B - CFX Command Language for Run (Simulação da Velocidade de Escoamento)

LIBRARY:

CEL:

EXPRESSIONS:

rotation = (**velocidade de rotação do motor em rpm**) [rev min<sup>-1</sup>]

ts = 1 / rotation

yplusave = areaAve(Yplus)@(named selection da superfie de monitoramento de Y+)

yplusmax = maxVal(Yplus)@(Named selection da superfie de monitoramento de Y+)

END

END

MATERIAL: Air at 25 C

Material Description = Air at 25 C and 1 atm (dry)

Material Group = Air Data, Constant Property Gases

Option = Pure Substance

Thermodynamic State = Gas

PROPERTIES:

Option = General Material

EQUATION OF STATE:

Density = 1.185 [kg m<sup>-3</sup>]

Molar Mass = 28.96 [kg kmol<sup>-1</sup>]

Option = Value

END

SPECIFIC HEAT CAPACITY:

Option = Value

Specific Heat Capacity = 1.0044E+03 [J kg<sup>-1</sup> K<sup>-1</sup>]

Specific Heat Type = Constant Pressure

END

REFERENCE STATE:

Option = Specified Point

Reference Pressure = 1 [atm]

Reference Specific Enthalpy = 0. [J/kg]

Reference Specific Entropy = 0. [J/kg/K]

Reference Temperature = 25 [C]

END

DYNAMIC VISCOSITY:

Dynamic Viscosity = 1.831E-05 [kg m<sup>-1</sup> s<sup>-1</sup>]

Option = Value

END

THERMAL CONDUCTIVITY:

Option = Value

Thermal Conductivity = 2.61E-02 [W m<sup>-1</sup> K<sup>-1</sup>]

END

ABSORPTION COEFFICIENT:

Absorption Coefficient = 0.01 [m<sup>-1</sup>]

Option = Value

END

SCATTERING COEFFICIENT:

Option = Value

Scattering Coefficient = 0.0 [m<sup>-1</sup>]

END

REFRACTIVE INDEX:

Option = Value

Refractive Index = 1.0 [m m<sup>-1</sup>]

END

THERMAL EXPANSIVITY:

```

    Option = Value
    Thermal Expansivity = 0.003356 [K^-1]
END
END
END
END
FLOW: Flow Analysis 1
SOLUTION UNITS:
    Angle Units = [rad]
    Length Units = [m]
    Mass Units = [kg]
    Solid Angle Units = [sr]
    Temperature Units = [K]
    Time Units = [s]
END
ANALYSIS TYPE:
    Option = Steady State
EXTERNAL SOLVER COUPLING:
    Option = None
END
DOMAIN: (nome do domínio estacionário)
    Coord Frame = Coord 0
    Domain Type = Fluid
    Location = (código de identificação da localização do domínio no CFX)
BOUNDARY: (nome da fronteira da interface traseira no domínio estacionário no CFX) Side 2
    Boundary Type = INTERFACE
    Location = (named selection da interface traseira no domínio estacionário)
    BOUNDARY CONDITIONS:
        MASS AND MOMENTUM:
            Option = Conservative Interface Flux
        END
        TURBULENCE:
            Option = Conservative Interface Flux
        END
    END
END
BOUNDARY: (nome da fronteira da tampa defletora)
    Boundary Type = WALL
    Location = (named selection da tampa defletora)
    BOUNDARY CONDITIONS:
        MASS AND MOMENTUM:
            Option = No Slip Wall
        END
        WALL ROUGHNESS:
            Option = Smooth Wall
        END
    END
END
BOUNDARY: (nome da fronteira da superfície de apoio do motor)
    Boundary Type = WALL
    Location = (named selection da superfície de apoio do motor)
    BOUNDARY CONDITIONS:
        MASS AND MOMENTUM:
            Option = No Slip Wall
        END
        WALL ROUGHNESS:
            Option = Smooth Wall
        END
    END
END
BOUNDARY: (nome da fronteira da interface dianteira no domínio estacionário no CFX) Side

```

2

```

Boundary Type = INTERFACE
Location = (named selection da interface dianteira no domínio estacionário)
BOUNDARY CONDITIONS:
  MASS AND MOMENTUM:
    Option = Conservative Interface Flux
  END
  TURBULENCE:
    Option = Conservative Interface Flux
  END
END
END
BOUNDARY: (nome da fronteira da interface de revolução no domínio estacionário no CFX)

```

Side 2

```

Boundary Type = INTERFACE
Location = (named selection da interface de revolução no domínio estacionário)
BOUNDARY CONDITIONS:
  MASS AND MOMENTUM:
    Option = Conservative Interface Flux
  END
  TURBULENCE:
    Option = Conservative Interface Flux
  END
END
END
BOUNDARY: (nome da fronteira da condição opening no domínio estacionário no CFX)
Boundary Type = OPENING
Location = (named selection da condição opening no domínio estacionário)
BOUNDARY CONDITIONS:
  FLOW DIRECTION:
    Option = Normal to Boundary Condition
  END
  FLOW REGIME:
    Option = Subsonic
  END
  MASS AND MOMENTUM:
    Option = Opening Pressure and Direction
    Relative Pressure = 0 [Pa]
  END
  TURBULENCE:
    Option = Medium Intensity and Eddy Viscosity Ratio
  END
END
END
BOUNDARY: (nome da fronteira da superfície do motor no domínio estacionário no CFX)
Boundary Type = WALL
Location = (named selection da superfície do motor no domínio estacionário)
BOUNDARY CONDITIONS:
  MASS AND MOMENTUM:
    Option = No Slip Wall
  END
  WALL ROUGHNESS:
    Option = Smooth Wall
  END
END
END
DOMAIN MODELS:
  BUOYANCY MODEL:
    Option = Non Buoyant
  END
  DOMAIN MOTION:
    Option = Stationary

```

```

END
MESH DEFORMATION:
  Option = None
END
REFERENCE PRESSURE:
  Reference Pressure = 1 [atm]
END
END
FLUID DEFINITION: Fluid 1
  Material = Air at 25 C
  Option = Material Library
MORPHOLOGY:
  Option = Continuous Fluid
END
END
FLUID MODELS:
COMBUSTION MODEL:
  Option = None
END
HEAT TRANSFER MODEL:
  Option = None
END
THERMAL RADIATION MODEL:
  Option = None
END
TURBULENCE MODEL:
  Option = SST
END
TURBULENT WALL FUNCTIONS:
  Option = Automatic
END
END
END
DOMAIN: (nome do domínio rotativo)
  Coord Frame = Coord 0
  Domain Type = Fluid
  Location = (código de identificação da localização do domínio rotativo no CFX)
BOUNDARY: (nome da fronteira da interface traseira no domínio rotativo no CFX) Side 1
  Boundary Type = INTERFACE
  Location = (named selection da interface traseira no domínio rotativo)
BOUNDARY CONDITIONS:
  MASS AND MOMENTUM:
    Option = Conservative Interface Flux
  END
  TURBULENCE:
    Option = Conservative Interface Flux
  END
END
END
BOUNDARY: (nome da fronteira da interface dianteira no domínio rotativo no CFX) Side 1
  Boundary Type = INTERFACE
  Location = (named selection da interface dianteira no domínio rotativo)
BOUNDARY CONDITIONS:
  MASS AND MOMENTUM:
    Option = Conservative Interface Flux
  END
  TURBULENCE:
    Option = Conservative Interface Flux
  END
END
END
BOUNDARY: (nome da fronteira da interface de revolução no domínio rotativo no CFX) Side

```

1

```

Boundary Type = INTERFACE
Location = (named selection da interface de revolução no domínio rotativo)
BOUNDARY CONDITIONS:
  MASS AND MOMENTUM:
    Option = Conservative Interface Flux
  END
  TURBULENCE:
    Option = Conservative Interface Flux
  END
END
END
BOUNDARY: (nome da fronteira do ventilador no domínio rotativo no CFX)
  Boundary Type = WALL
  Frame Type = Rotating
  Location = (named selection do ventilador no domínio rotativo)
  BOUNDARY CONDITIONS:
    MASS AND MOMENTUM:
      Option = No Slip Wall
    END
    WALL ROUGHNESS:
      Option = Smooth Wall
    END
  END
END
DOMAIN MODELS:
  BUOYANCY MODEL:
    Option = Non Buoyant
  END
  DOMAIN MOTION:
    Alternate Rotation Model = On
    Angular Velocity = rotation
    Option = Rotating
  AXIS DEFINITION:
    Option = Coordinate Axis
    Rotation Axis = Coord 0.3
  END
END
  MESH DEFORMATION:
    Option = None
  END
  REFERENCE PRESSURE:
    Reference Pressure = 1 [atm]
  END
END
FLUID DEFINITION: Fluid 1
  Material = Air at 25 C
  Option = Material Library
  MORPHOLOGY:
    Option = Continuous Fluid
  END
END
FLUID MODELS:
  COMBUSTION MODEL:
    Option = None
  END
  HEAT TRANSFER MODEL:
    Option = None
  END
  THERMAL RADIATION MODEL:
    Option = None
  END
END

```

```

TURBULENCE MODEL:
  Option = SST
END
TURBULENT WALL FUNCTIONS:
  Option = Automatic
END
END
DOMAIN INTERFACE: (named selection da interface traseira no domínio estacionário)
  Boundary List1 = (named selection da interface traseira no domínio estacionário) Side 1
  Boundary List2 = (named selection da interface traseira no domínio estacionário) Side 2
  Interface Type = Fluid Fluid
INTERFACE MODELS:
  Option = General Connection
FRAME CHANGE:
  Option = Stage
  DOWNSTREAM VELOCITY CONSTRAINT:
    Frame Type = Rotating
    Option = Constant Total Pressure
  END
END
PITCH CHANGE:
  Option = Specified Pitch Angles
  Pitch Angle Side1 = 360 [degree]
  Pitch Angle Side2 = 360 [degree]
END
END
MESH CONNECTION:
  Option = GGI
END
END
DOMAIN INTERFACE: (named selection da interface dianteira no domínio estacionário)
  Boundary List1 = (named selection da interface traseira no domínio estacionário) Side 1
  Boundary List2 = (named selection da interface traseira no domínio estacionário) Side 2
  Interface Type = Fluid Fluid
INTERFACE MODELS:
  Option = General Connection
FRAME CHANGE:
  Option = Stage
  DOWNSTREAM VELOCITY CONSTRAINT:
    Frame Type = Rotating
    Option = Constant Total Pressure
  END
END
PITCH CHANGE:
  Option = Specified Pitch Angles
  Pitch Angle Side1 = 360 [degree]
  Pitch Angle Side2 = 360 [degree]
END
END
MESH CONNECTION:
  Option = GGI
END
END
DOMAIN INTERFACE: (named selection da interface de revolução no domínio estacionário)
  Boundary List1 = (named selection da interface de revolução no domínio estacionário) Side 1
  Boundary List2 = (named selection da interface de revolução no domínio estacionário) Side 2
  Interface Type = Fluid Fluid
INTERFACE MODELS:
  Option = General Connection
FRAME CHANGE:
  Option = Stage

```

```

DOWNSTREAM VELOCITY CONSTRAINT:
  Frame Type = Rotating
  Option = Constant Total Pressure
END
END
PITCH CHANGE:
  Option = Specified Pitch Angles
  Pitch Angle Side1 = 360 [degree]
  Pitch Angle Side2 = 360 [degree]
END
END
MESH CONNECTION:
  Option = GGI
END
END
OUTPUT CONTROL:
MONITOR OBJECTS:
MONITOR BALANCES:
  Option = None
END
MONITOR FORCES:
  Option = None
END
MONITOR PARTICLES:
  Option = None
END
MONITOR POINT: aveyplus
  Coord Frame = Coord 0
  Expression Value = yplusave
  Option = Expression
END
MONITOR POINT: entrada
  Cartesian Coordinates = 0 [m], 0 [m], -1.2142 [m]
  Coord Frame = Coord 0
  Option = Cartesian Coordinates
  Output Variables List = Velocity in Stn Frame w
MONITOR LOCATION CONTROL:
  Interpolation Type = Nearest Vertex
END
POSITION UPDATE FREQUENCY:
  Option = Initial Mesh Only
END
END
MONITOR POINT: maxyplus
  Coord Frame = Coord 0
  Expression Value = yplusmax
  Option = Expression
END
MONITOR POINT: ponto1
  Cartesian Coordinates = (coordenada no eixo x) [m], (coordenada no eixo y)
[m], (coordenada no eixo z) [m]
  Coord Frame = Coord 0
  Option = Cartesian Coordinates
  Output Variables List = Velocity in Stn Frame w
MONITOR LOCATION CONTROL:
  Interpolation Type = Nearest Vertex
END
POSITION UPDATE FREQUENCY:
  Option = Initial Mesh Only
END
END
MONITOR POINT: ponto10

```

```

    Cartesian Coordinates = (coordenada no eixo x) [m], (coordenada no eixo y)
[m], (coordenada no eixo z) [m]
    Coord Frame = Coord 0
    Option = Cartesian Coordinates
    Output Variables List = Velocity in Stn Frame w
    MONITOR LOCATION CONTROL:
        Interpolation Type = Nearest Vertex
    END
    POSITION UPDATE FREQUENCY:
        Option = Initial Mesh Only
    END
END
MONITOR POINT: ponto11
    Cartesian Coordinates = (coordenada no eixo x) [m], (coordenada no eixo y)
[m], (coordenada no eixo z) [m]
    Coord Frame = Coord 0
    Option = Cartesian Coordinates
    Output Variables List = Velocity in Stn Frame w
    MONITOR LOCATION CONTROL:
        Interpolation Type = Nearest Vertex
    END
    POSITION UPDATE FREQUENCY:
        Option = Initial Mesh Only
    END
END
MONITOR POINT: ponto12
    Cartesian Coordinates = (coordenada no eixo x) [m], (coordenada no eixo y)
[m], (coordenada no eixo z) [m]
    Coord Frame = Coord 0
    Option = Cartesian Coordinates
    Output Variables List = Velocity in Stn Frame w
    MONITOR LOCATION CONTROL:
        Interpolation Type = Nearest Vertex
    END
    POSITION UPDATE FREQUENCY:
        Option = Initial Mesh Only
    END
END
MONITOR POINT: ponto13
    Cartesian Coordinates = (coordenada no eixo x) [m], (coordenada no eixo y)
[m], (coordenada no eixo z) [m]
    Coord Frame = Coord 0
    Option = Cartesian Coordinates
    Output Variables List = Velocity in Stn Frame w
    MONITOR LOCATION CONTROL:
        Interpolation Type = Nearest Vertex
    END
    POSITION UPDATE FREQUENCY:
        Option = Initial Mesh Only
    END
END
MONITOR POINT: ponto14
    Cartesian Coordinates = (coordenada no eixo x) [m], (coordenada no eixo y)
[m], (coordenada no eixo z) [m]
    Coord Frame = Coord 0
    Option = Cartesian Coordinates
    Output Variables List = Velocity in Stn Frame w
    MONITOR LOCATION CONTROL:
        Interpolation Type = Nearest Vertex
    END
    POSITION UPDATE FREQUENCY:
        Option = Initial Mesh Only

```

```

END
END
MONITOR POINT: ponto15
  Cartesian Coordinates = (coordenada no eixo x) [m], (coordenada no eixo y)
[m], (coordenada no eixo z) [m]
  Coord Frame = Coord 0
  Option = Cartesian Coordinates
  Output Variables List = Velocity in Stn Frame w
  MONITOR LOCATION CONTROL:
    Interpolation Type = Nearest Vertex
  END
  POSITION UPDATE FREQUENCY:
    Option = Initial Mesh Only
  END
END
MONITOR POINT: ponto16
  Cartesian Coordinates = (coordenada no eixo x) [m], (coordenada no eixo y)
[m], (coordenada no eixo z) [m]
  Coord Frame = Coord 0
  Option = Cartesian Coordinates
  Output Variables List = Velocity in Stn Frame w
  MONITOR LOCATION CONTROL:
    Interpolation Type = Nearest Vertex
  END
  POSITION UPDATE FREQUENCY:
    Option = Initial Mesh Only
  END
END
MONITOR POINT: ponto17
  Cartesian Coordinates = (coordenada no eixo x) [m], (coordenada no eixo y)
[m], (coordenada no eixo z) [m]
  Coord Frame = Coord 0
  Option = Cartesian Coordinates
  Output Variables List = Velocity in Stn Frame w
  MONITOR LOCATION CONTROL:
    Interpolation Type = Nearest Vertex
  END
  POSITION UPDATE FREQUENCY:
    Option = Initial Mesh Only
  END
END
MONITOR POINT: ponto18
  Cartesian Coordinates = (coordenada no eixo x) [m], (coordenada no eixo y)
[m], (coordenada no eixo z) [m]
  Coord Frame = Coord 0
  Option = Cartesian Coordinates
  Output Variables List = Velocity in Stn Frame w
  MONITOR LOCATION CONTROL:
    Interpolation Type = Nearest Vertex
  END
  POSITION UPDATE FREQUENCY:
    Option = Initial Mesh Only
  END
END
MONITOR POINT: ponto19
  Cartesian Coordinates = (coordenada no eixo x) [m], (coordenada no eixo y)
[m], (coordenada no eixo z) [m]
  Coord Frame = Coord 0
  Option = Cartesian Coordinates
  Output Variables List = Velocity in Stn Frame w
  MONITOR LOCATION CONTROL:
    Interpolation Type = Nearest Vertex

```

```

END
POSITION UPDATE FREQUENCY:
  Option = Initial Mesh Only
END
END
MONITOR POINT: ponto2
  Cartesian Coordinates = (coordenada no eixo x) [m], (coordenada no eixo y)
[m], (coordenada no eixo z) [m]
  Coord Frame = Coord 0
  Option = Cartesian Coordinates
  Output Variables List = Velocity in Stn Frame w
  MONITOR LOCATION CONTROL:
    Interpolation Type = Nearest Vertex
  END
  POSITION UPDATE FREQUENCY:
    Option = Initial Mesh Only
  END
END
MONITOR POINT: ponto20
  Cartesian Coordinates = (coordenada no eixo x) [m], (coordenada no eixo y)
[m], (coordenada no eixo z) [m]
  Coord Frame = Coord 0
  Option = Cartesian Coordinates
  Output Variables List = Velocity in Stn Frame w
  MONITOR LOCATION CONTROL:
    Interpolation Type = Nearest Vertex
  END
  POSITION UPDATE FREQUENCY:
    Option = Initial Mesh Only
  END
END
MONITOR POINT: ponto21
  Cartesian Coordinates = (coordenada no eixo x) [m], (coordenada no eixo y)
[m], (coordenada no eixo z) [m]
  Coord Frame = Coord 0
  Option = Cartesian Coordinates
  Output Variables List = Velocity in Stn Frame w
  MONITOR LOCATION CONTROL:
    Interpolation Type = Nearest Vertex
  END
  POSITION UPDATE FREQUENCY:
    Option = Initial Mesh Only
  END
END
MONITOR POINT: ponto22
  Cartesian Coordinates = (coordenada no eixo x) [m], (coordenada no eixo y)
[m], (coordenada no eixo z) [m]
  Coord Frame = Coord 0
  Option = Cartesian Coordinates
  Output Variables List = Velocity in Stn Frame w
  MONITOR LOCATION CONTROL:
    Interpolation Type = Nearest Vertex
  END
  POSITION UPDATE FREQUENCY:
    Option = Initial Mesh Only
  END
END
MONITOR POINT: ponto23
  Cartesian Coordinates = (coordenada no eixo x) [m], (coordenada no eixo y)
[m], (coordenada no eixo z) [m]
  Coord Frame = Coord 0
  Option = Cartesian Coordinates

```

```

Output Variables List = Velocity in Stn Frame w
MONITOR LOCATION CONTROL:
  Interpolation Type = Nearest Vertex
END
POSITION UPDATE FREQUENCY:
  Option = Initial Mesh Only
END
END
MONITOR POINT: ponto24
  Cartesian Coordinates = (coordenada no eixo x) [m], (coordenada no eixo y)
[m], (coordenada no eixo z) [m]
  Coord Frame = Coord 0
  Option = Cartesian Coordinates
  Output Variables List = Velocity in Stn Frame w
  MONITOR LOCATION CONTROL:
    Interpolation Type = Nearest Vertex
  END
  POSITION UPDATE FREQUENCY:
    Option = Initial Mesh Only
  END
END
MONITOR POINT: ponto3
  Cartesian Coordinates = (coordenada no eixo x) [m], (coordenada no eixo y)
[m], (coordenada no eixo z) [m]
  Coord Frame = Coord 0
  Option = Cartesian Coordinates
  Output Variables List = Velocity in Stn Frame w
  MONITOR LOCATION CONTROL:
    Interpolation Type = Nearest Vertex
  END
  POSITION UPDATE FREQUENCY:
    Option = Initial Mesh Only
  END
END
MONITOR POINT: ponto4
  Cartesian Coordinates = (coordenada no eixo x) [m], (coordenada no eixo y)
[m], (coordenada no eixo z) [m]
  Coord Frame = Coord 0
  Option = Cartesian Coordinates
  Output Variables List = Velocity in Stn Frame w
  MONITOR LOCATION CONTROL:
    Interpolation Type = Nearest Vertex
  END
  POSITION UPDATE FREQUENCY:
    Option = Initial Mesh Only
  END
END
MONITOR POINT: ponto5
  Cartesian Coordinates = (coordenada no eixo x) [m], (coordenada no eixo y)
[m], (coordenada no eixo z) [m]
  Coord Frame = Coord 0
  Option = Cartesian Coordinates
  Output Variables List = Velocity in Stn Frame w
  MONITOR LOCATION CONTROL:
    Interpolation Type = Nearest Vertex
  END
  POSITION UPDATE FREQUENCY:
    Option = Initial Mesh Only
  END
END
MONITOR POINT: ponto6
  Cartesian Coordinates = (coordenada no eixo x) [m], (coordenada no eixo y)

```

**[m], (coordenada no eixo z) [m]**

Coord Frame = Coord 0

Option = Cartesian Coordinates

Output Variables List = Velocity in Stn Frame w

MONITOR LOCATION CONTROL:

Interpolation Type = Nearest Vertex

END

POSITION UPDATE FREQUENCY:

Option = Initial Mesh Only

END

END

MONITOR POINT: ponto7

Cartesian Coordinates = **(coordenada no eixo x) [m], (coordenada no eixo y)**

**[m], (coordenada no eixo z) [m]**

Coord Frame = Coord 0

Option = Cartesian Coordinates

Output Variables List = Velocity in Stn Frame w

MONITOR LOCATION CONTROL:

Interpolation Type = Nearest Vertex

END

POSITION UPDATE FREQUENCY:

Option = Initial Mesh Only

END

END

MONITOR POINT: ponto8

Cartesian Coordinates = **(coordenada no eixo x) [m], (coordenada no eixo y)**

**[m], (coordenada no eixo z) [m]**

Coord Frame = Coord 0

Option = Cartesian Coordinates

Output Variables List = Velocity in Stn Frame w

MONITOR LOCATION CONTROL:

Interpolation Type = Nearest Vertex

END

POSITION UPDATE FREQUENCY:

Option = Initial Mesh Only

END

END

MONITOR POINT: ponto9

Cartesian Coordinates = **(coordenada no eixo x) [m], (coordenada no eixo y)**

**[m], (coordenada no eixo z) [m]**

Coord Frame = Coord 0

Option = Cartesian Coordinates

Output Variables List = Velocity in Stn Frame w

MONITOR LOCATION CONTROL:

Interpolation Type = Nearest Vertex

END

POSITION UPDATE FREQUENCY:

Option = Initial Mesh Only

END

END

MONITOR POINT: saida

Cartesian Coordinates = **(coordenada no eixo x) [m], (coordenada no eixo y)**

**[m], (coordenada no eixo z) [m]**

Coord Frame = Coord 0

Option = Cartesian Coordinates

Output Variables List = Velocity in Stn Frame w

MONITOR LOCATION CONTROL:

Interpolation Type = Nearest Vertex

END

POSITION UPDATE FREQUENCY:

Option = Initial Mesh Only

END

```

END
MONITOR RESIDUALS:
  Option = Full
END
MONITOR TOTALS:
  Option = None
END
END
RESULTS:
  File Compression Level = Default
  Option = Standard
END
END
SOLVER CONTROL:
  Turbulence Numerics = First Order
ADVECTION SCHEME:
  Option = High Resolution
END
CONVERGENCE CONTROL:
  Maximum Number of Iterations = 1000
  Minimum Number of Iterations = 1
  Physical Timescale = if(aitem<20, 0.01*ts, 10*ts)
  Timescale Control = Physical Timescale
END
CONVERGENCE CRITERIA:
  Residual Target = 0.0001
  Residual Type = RMS
END
DYNAMIC MODEL CONTROL:
  Global Dynamic Model Control = Yes
END
INTERRUPT CONTROL:
  Option = Any Interrupt
CONVERGENCE CONDITIONS:
  Option = Default Conditions
END
END
END
COMMAND FILE:
  Version = 19.5
  Results Version = 19.5
END
SIMULATION CONTROL:
EXECUTION CONTROL:
  EXECUTABLE SELECTION:
    Double Precision = No
    Large Problem = No
  END
  INTERPOLATOR STEP CONTROL:
    Runtime Priority = Standard
  MEMORY CONTROL:
    Memory Allocation Factor = 1.5
  END
END
PARALLEL HOST LIBRARY:
  HOST DEFINITION: ptmaid000417
  Host Architecture String = winnt-amd64
  Installation Root = (diretório do Ansys a partir da unidade de disco do computador)
  END
END
PARTITIONER STEP CONTROL:

```

```

Multidomain Option = Automatic
Runtime Priority = Standard
MEMORY CONTROL:
  Memory Allocation Factor = 1.5
END
PARTITION SMOOTHING:
  Maximum Partition Smoothing Sweeps = 100
  Option = Smooth
END
PARTITIONING TYPE:
  MeTiS Type = k-way
  Option = MeTiS
  Partition Size Rule = Automatic
  Partition Weight Factors = 0.25000, 0.25000, 0.25000, 0.25000
END
END
RUN DEFINITION:
  Run Mode = Full
  Solver Input File = CFX.def
  Solver Results File = \
    (diretório do caso simulado a partir da unidade de disco do computador)
END
SOLVER STEP CONTROL:
  Runtime Priority = Standard
MEMORY CONTROL:
  Memory Allocation Factor = 1.5
END
PARALLEL ENVIRONMENT:
  Number of Processes = 4
  Start Method = Intel MPI Local Parallel
  Parallel Host List = ptmaid000417*4
END
END
END

```

## ANEXO C - Guia do Usuário para o Mapa de Seleção

### Informações Gerais

A folha principal é chamada "Ferramenta", a qual é constituída para a operação.

Outras folhas com a base de dados e dados consolidados para o *dash board*, por exemplo, também compõe a ferramenta.

As “Partes” (condições mecânicas) do motor são: "Ventilador", "Altura do Eixo", "Carcaça" e "Pólos".

Cada parte do motor (Ventilador, Carcaça, Altura do Eixo, Pólos) possui uma tabela com a sua respectiva lista, as quais estão sendo usadas para preencher as caixas de combinação.

As “Variáveis” físicas do motor são: "Velocidade", "Temperatura" e “Função F” ("Ruído" em uma futura atualização).

Cada variável (Velocidade, Temperatura, Função F) possui uma tabela com a sua respectiva lista, as quais estão sendo usadas para preencher as caixas de combinação.

A Velocidade se refere ao resultado de vários pontos nas aletas da carcaça do motor.

A Tensão de Corte se refere ao resultado qualitativo da previsão de transferência de calor por convecção.

A função F se refere a mais um indicador construído a partir de dados obtidos através de ensaios realizados em laboratório e simulados das demais variáveis.

São dois os métodos de cálculo: Método 1 e Método 2.

## Métodos

### Método 1

Justificativa: Pode ser necessário escolher uma opção pior, mas ainda sim ser importante fazer uma comparação para saber o que está sendo perdido.

Se o Método 1 for escolhido, o Método 2 será desativado.

Ou as opções das caixas de combinação "Ventilador", "Altura do Eixo", "Carcaça" e "Pólos" deverão ser selecionadas manualmente (todas as partes necessariamente), em seguida, os campos "Velocidade", "Temperatura" e "Função F" serão selecionados automaticamente para o melhor resultado.

Ou as opções das caixas de combinação "Velocidade", "Temperatura" e "Função F" deverão ser selecionadas manualmente (todas as variáveis necessariamente), em seguida, os campos "Ventilador", "Altura do Eixo", "Carcaça" e "Pólos" serão selecionadas automaticamente para o melhor resultado.

No Método 1, o melhor resultado é o conjunto que oferecer menor "Temperatura".

| Método 1 - Escolha Manual da Configuração do Motor |                |         |       |                 |                     |             |  |
|----------------------------------------------------|----------------|---------|-------|-----------------|---------------------|-------------|--|
| Partes                                             |                |         |       | Variáveis       |                     |             |  |
| Ventilador                                         | Altura do Eixo | Carcaça | Pólos | Velocidade(m/s) | Tensão de Corte(Pa) | Função F    |  |
| 12216244                                           | 400            | G       | 6     | 9.1375          | 0.2339              | 0.021286836 |  |

Selecione todas as partes, ou todas as variáveis.  
Resposta baseada em todas as informações fornecidas pelo usuário.

Figura 1 – Método 1

### Método 2

Justificativa: É a escolha automática do conjunto ideal.

Se o Método 2 for escolhido, o Método 1 será desativado.

Uma ou mais caixas de combinação ("Ventilador", "Altura do Eixo", "Carcaça", "Pólos", "Velocidade", "Temperatura" ou "Função F") e um dos botões ("Velocidade", "Temperatura", "Função F") devem ser selecionados e então o melhor resultado será



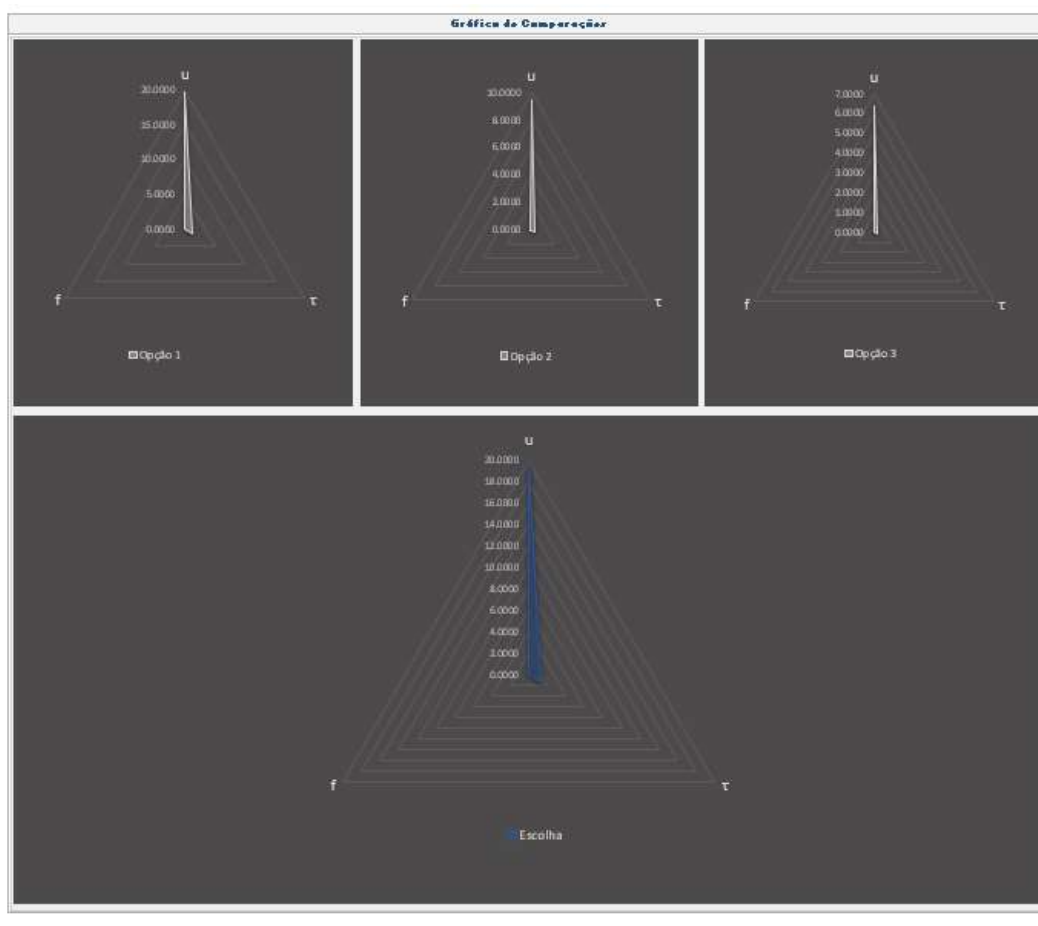


Figura 3 – Melhor Configuração do Motor Disponível

Na zona "Comparativo com as configurações mais disponíveis" da aba "Ferramenta"

É feita uma comparação de todos os casos possíveis com os valores selecionados no Método 1 ou no Método 2.

| Comparativo com As Demais Configurações Disponíveis |            |                |       |       |                                 |                         |                       |                 |                        |                       |              |                    |                       |
|-----------------------------------------------------|------------|----------------|-------|-------|---------------------------------|-------------------------|-----------------------|-----------------|------------------------|-----------------------|--------------|--------------------|-----------------------|
| Configurações                                       | Ventilador | Altura do Eixo | Carga | Pólos | Velocidade do Escoramento de Ar |                         |                       | Tensão de Corte |                        |                       | Função F     |                    |                       |
|                                                     |            |                |       |       | Valor(m/s)                      | Diferença Absoluta(m/s) | Diferença Relativa[%] | Valor(Pa)       | Diferença Absoluta(Pa) | Diferença Relativa[%] | Valor        | Diferença Absoluta | Diferença Relativa[%] |
| 1                                                   | 1014769    | 400            | LJU   | 2     | 21.26                           | -3.00                   | -42%                  | 1.39            | -0.49                  | -35%                  | 0.001434741  | -0.025983795       | -82%                  |
| 2                                                   | 1014769    | 400            | LJU   | 4     | 10.45                           | -19.80                  | -190%                 | 0.41            | -1.47                  | -360%                 | 0.006671026  | -0.04064731        | -244%                 |
| 3                                                   | 1014769    | 400            | LJU   | 6     | 6.89                            | -23.36                  | -339%                 | 0.20            | -1.68                  | -88%                  | 0.010260384  | -0.046059952       | -339%                 |
| 4                                                   | 1014769    | 400            | LJU   | 8     | 5.12                            | -25.13                  | -490%                 | 0.02            | -1.76                  | -98%                  | 0.000953784  | -0.048791972       | -379%                 |
| 5                                                   | 10089543   | 400            | LJU   | 2     | 22.55                           | -7.71                   | -34%                  | 1.62            | -0.46                  | -28%                  | 0.002222332  | -0.025996204       | -78%                  |
| 6                                                   | 10089543   | 400            | LJU   | 4     | 10.25                           | -20.00                  | -195%                 | 0.39            | -1.49                  | -378%                 | 0.005398001  | -0.041927525       | -27%                  |
| 7                                                   | 10089543   | 400            | LJU   | 6     | 6.72                            | -23.54                  | -350%                 | 0.19            | -1.69                  | -89%                  | 0.0010933753 | -0.046234783       | -376%                 |
| 8                                                   | 10089543   | 400            | LJU   | 8     | 5.02                            | -25.23                  | -503%                 | 0.12            | -1.76                  | -93%                  | 0.000259631  | -0.049058905       | -394%                 |
| 9                                                   | 1228244    | 400            | LJU   | 2     | 30.25                           | 0.00                    | 0%                    | 1.69            | 0.00                   | 0%                    | 0.057390536  | 0                  | 0%                    |
| 10                                                  | 1228244    | 400            | LJU   | 4     | 14.57                           | -15.69                  | -108%                 | 0.53            | -1.14                  | -252%                 | 0.029795067  | -0.027962689       | -93%                  |
| 11                                                  | 1228244    | 400            | LJU   | 6     | 9.67                            | -20.58                  | -213%                 | 0.26            | -1.62                  | -620%                 | 0.002625902  | -0.037197916       | -183%                 |
| 12                                                  | 1228244    | 400            | LJU   | 8     | 7.85                            | -23.39                  | -298%                 | 0.16            | -1.72                  | -91%                  | 0.004796605  | -0.042552651       | -30%                  |
| 13                                                  | 10834229   | 400            | LJU   | 2     | 31.48                           | 1.22                    | 4%                    | 1.59            | 0.01                   | 0%                    | 0.054977795  | -0.002340786       | -4%                   |
| 14                                                  | 10834229   | 400            | LJU   | 4     | 15.46                           | -14.79                  | -96%                  | 0.51            | -1.17                  | -270%                 | 0.025886482  | -0.031432054       | -12%                  |

Figura 4 – Comparativo com as configurações mais disponíveis

Na zona "Imagem do Ventilador Escolhido" da folha "Ferramenta"

São exibidas as documentações do design do ventilador.

As médias de velocidade e tensão de corte são bons indicadores, todavia, podem não ser conclusivas, logo, o dashboard criado poderá trazer de forma gráfica e mais dinâmica valores em pontos específicos.

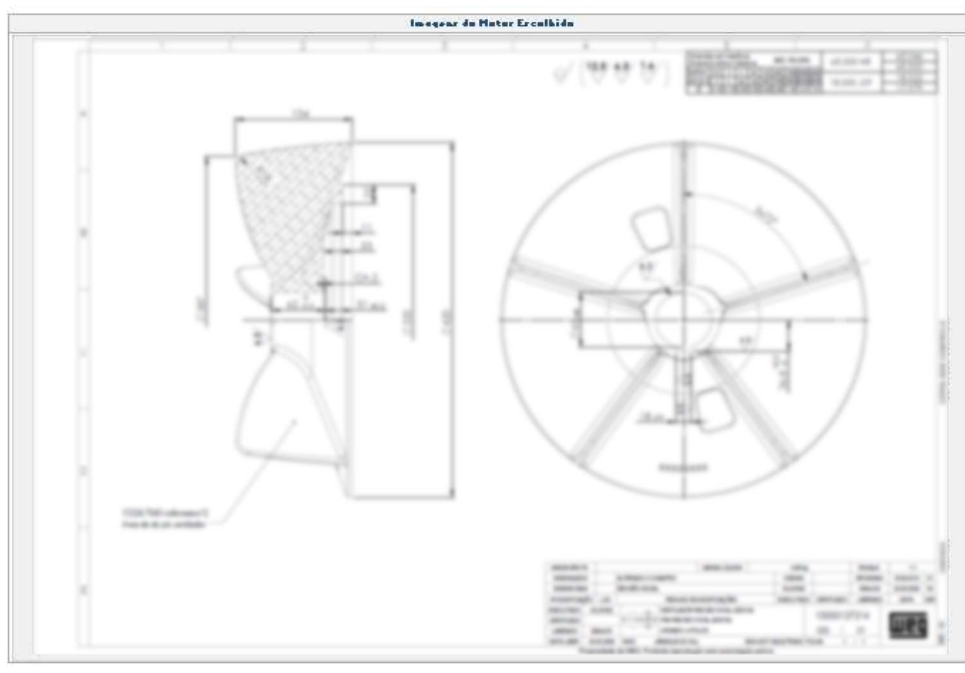


Figura 5 – Imagem do Ventilador Escolhido

Toda região abaixo da planilha forma um *dash board* para detalhamento do circuito de ventilação.



Figura 6 – Detalhamento do Circuito de Ventilação