

PEDRO PAULO ROSSI

Análise de compressores dinâmicos empregando modelagem CFD

Guaratinguetá - SP
2017

Pedro Paulo Rossi

Análise de compressores dinâmicos empregando modelagem CFD

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Alex Mendonça Bimbato
Coorientador: Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri

Guaratinguetá - SP
2017

R833a Rossi, Pedro Paulo
Análise de Compressores Dinâmicos Empregando Modelagem CFD /
Pedro Paulo Rossi – Guaratinguetá, 2017.
77 f : il.
Bibliografia: f. 74-76

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade
Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2017.

Orientador: Prof. Dr. Alex Mendonça Bimbato

Co-orientador: Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri

1. Fluidodinâmica computacional. 2. Compressores. 3. Simulação
(Computadores). 4. Turbo-compressores. I. Título.

CDU 621.51


Luciana Máximo

Bibliotecária/CRB-8 3595

PEDRO PAULO ROSSI


ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
“GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA”

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA


Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. ALEX MENDONÇA BIMBATO
Orientador/UNESP-FEG


Prof. Dr. JOSÉ ANTONIO PERRELLA BALESTIERI
Coorientador/UNESP-FEG


Prof.^a. Dr.^a. IVONETE ÁVILA
UNESP-FEG


Msc. CAROLINE MENDONÇA PAIXÃO
Membro Externo

Dezembro de 2017

DADOS CURRICULARES

Pedro Paulo Rossi

NASCIMENTO 28.09.1993 – Conchal / SP

FILIAÇÃO Mario Antonio Rossi
Debora Rosa Paulo Rossi

2013/2018 Curso de Graduação em Engenharia Mecânica – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista.

dedico este trabalho

de modo especial, à minha família. Com
o apoio deles a jornada foi possível.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus, fonte da vida e da graça. Agradeço pela minha vida, minha inteligência, minha família e meus amigos,

aos meus orientadores, *Prof. Dr. Alex Mendonça Bimbato e Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri* que jamais deixaram de me incentivar, instruir e apoiar. Sem a orientação, dedicação e auxílio destes, o estudo aqui apresentado seria praticamente impossível. Agradeço também às boas e produtivas conversas que sempre tivemos.

aos meus pais *Mario Antonio Rossi e Debora Rosa Paulo Rossi*, à minha irmã *Dr^a. Giulia Paulo Rossi*, aos meus avós *Florindo Rossi* (in memoriam), *Dulce Fadel Rossi*, *Sebastião Paulo e Gloria Ribeiro Paulo* que apesar das dificuldades enfrentadas, sempre incentivaram meus estudos,

ao *Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins*, que sempre se dedicou, sem medir esforços, para o bom desenvolvimento do curso de Engenharia Mecânica, mostrando-se muito comprometido com o ensino e com a causa dos alunos,

aos funcionários da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá pela dedicação e alegria no atendimento, em especial às funcionárias da Seção de Graduação,

aos funcionários da Biblioteca do Campus de Guaratinguetá pela dedicação, presteza e principalmente pela vontade de ajudar,

aos colegas de Laboratório e amigos *Felipe Sartori, Msc. Mateus Dias Ribeiro e Msc Wanderley Vitorino da Silva Filho* pelas instruções, sugestões e conversas enriquecedoras,

à minha namorada *Thainá Fernandes de Melo* e aos grandes amigos *Caio de Melo Peris, Dr. Felipe Maraucci Ribeiro de Mendonça, Gustavo Pagotto, Mauricio Baraldi Blascke, Rafael Yuji Kamiwada, Rodrigo Fernandes de Almeida e Thiago Kleina*, que fizeram parte de minha graduação, caminhando ao meu lado e comemorando minhas conquistas.

"A igualdade nos faz repousar. A contradição é que nos torna produtivos."

Goethe

RESUMO

O presente trabalho apresenta o estudo acerca de uma simplificação de um compressor centrífugo, baseado em um aparato de turboalimentação Garrett M53-3, empregado no motor de combustão interna M9R da marca Renault, existente no Laboratório de Tubomáquinas do CNAM, em Paris, na França; para tanto, adotou-se como ferramenta de análise, a dinâmica de fluidos computacional, por meio do emprego do *software* comercial STAR CCM+. A simplificação proposta é baseada em aspectos geométricos, mantendo-se apenas o rotor do compressor real, desconsiderando-se o estator do mesmo e adotando-se uma voluta previamente construída e disponível na base de dados do STAR CCM+. A justificativa para tais simplificações se deve à profundidade desse estudo e da análise aqui desenvolvida. Por meio de simulações, são apresentadas as plotagens dos perfis de vazão mássica, temperatura e pressão, para a entrada e para a saída da geometria estudada. Comparou-se, então, esses resultados com dados experimentais do aparato real; observa-se boa coerência dos resultados de temperatura e vazão mássica e uma divergência para a pressão, em comparação com os dados reais, justificada pelas divergências geométricas entre modelo e aparato real. Mostra-se, ainda, parâmetros importantes dos aspectos de qualidade da malha e discute-se a modelagem dos efeitos turbulentos do escoamento desenvolvido em um compressor centrífugo.

PALAVRAS-CHAVE: CFD. Compressor centrífugo. Turbocompressores. Simulação. STAR CCM+.

ABSTRACT

The present work come up with a study about a simplification of a centrifugal compressor, based on a Garrett M53-3 turbocharging device, used in the Renault M9R internal combustion engine, available in the CNAM Turbomachinery Laboratory in Paris, France; to that purpose, computational fluid dynamics was used as a tool for analysis, using the commercial software STAR CCM +. The proposed simplification is based on geometric aspects, keeping only the actual compressor rotor, disregarding the stator thereof and adopting a volute previously built and available in the STAR CCM + database. The justification for such simplifications is due to the depth of this study and the analysis developed here. By means of simulations, the plots of the mass flow, temperature and pressure profiles are presented for the input and output of the studied geometry. These results were then compared with experimental data from the real apparatus; there is good consistency of the results of temperature and mass flow and a divergence for the pressure, in comparison with the real data, justified by the geometrical divergences between model and real apparatus. It is also shown important parameters of the quality aspects of the mesh and discusses the modeling of the turbulent effects of the flow developed in a centrifugal compressor

KEYWORDS: CFD. Centrifugal compressor. Turbochargers. Simulation. STAR CCM+.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Motor de Alimentação Convencional.....	17
Figura 2 - Motor Turboalimentado.....	18
Figura 3 - Compressor de Deslocamento Positivo e Seu Esquema de Funcionamento.....	21
Figura 4 - Compressor de Fluxo Axial em Corte e Seu Esquema de Funcionamento.....	22
Figura 5 - Compressor Centrífugo e Seu Esquema de Funcionamento.....	22
Figura 6 - Mapa de Desempenho Típico de um Compressor Centrífugo.....	23
Figura 7 - Malha Estruturada.....	27
Figura 8 - Malha Não Estruturada.....	27
Figura 9 - Esquema do Aparato de Turbocompressão em Motores Automotivos.....	29
Figura 10 - Aparato Real.....	30
Figura 11 - Rotor e Voluta Empregados.....	31
Figura 12 - Parâmetros Geométricos do Rotor.....	34
Figura 13 - Volume de Controle.....	36
Figura 14 - Diagrama $P \times V$ e Variação do Expoente n	40
Figura 15 - Condição de Estagnação.....	41
Figura 16 - Diagrama $h-s$	43
Figura 17 - Volume de Controle para Análise das Componentes de Velocidade.....	46
Figura 18 - Regiões Rotativa e Estacionária, Respectivamente	53
Figura 19 – Regiões de Entrada e Saída do Escoamento	54
Figura 20 - Domínio do gás	54
Figura 21 - Razão de Aspecto	55
Figura 22 - Distorção	55
Figura 23 - Suavização	56
Figura 24 - Malha nas Regiões de Entrada e Saída e na Voluta.....	57
Figura 25 - Malha na Região do Rotor.	57
Figura 26 - Plotagem das Vazões de Entrada e de Saída - Simulação I.....	62
Figura 27 - Plotagem das Temperaturas de Entrada e de Saída – Simulação I.....	64
Figura 28 - Cena de Vazão – Simulação I.....	65
Figura 29 - Cena de Temperatura – Simulação I.....	66
Figura 30 - Plotagem das Temperaturas de Entrada e de Saída – Simulação II.....	67
Figura 31 - Plotagem das Pressões de Entrada e de Saída – Simulação II.....	69
Figura 32 - Cena de Temperatura – Simulação II	70
Figura 33 - Cena da Pressão – Simulação II.....	71

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Dados Experimentais.....	33
Tabela 2 - Lista de Expoentes do Processo Politrópico.....	40

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Descrição dos Modelos de Turbulência.....	47
Quadro 2 - Características do modelo κ - ε	49

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CFL	Courant – Friedrichs – Lewy
CNAM	<i>Conservatoire National des Arts et Métiers</i>
FEG	Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá
FTC	Faculdade de Tecnologia e Ciências
MCI	Motor de Combustão Interna
SST	<i>Shear Stress Transport</i>
UNESP	Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”

LISTA DE SÍMBOLOS

a	aceleração [m/s^2]
C	velocidade absoluta [m/s]
c_p	calor específico à pressão constante [kJ/kgK]
c_v	calor específico à volume constante [kJ/kgK]
e	energia interna específica total [kJ/kg]
F	força [N]
g	aceleração da gravidade - 9,81 [m/s^2]
h	entalpia específica [kJ/kg]
k	energia cinética turbulenta [m^2/s^2]
M	número de Mach
\dot{m}	vazão mássica [kg/s]
N	rotação [rpm]
n	expoente politrópico
P	pressão [Pa]
\dot{Q}	taxa de transferência de calor [W]
R	constante do gás [kJ/kg K]
s	entropia [kJ/kgK]
S_{ij}	tensor da taxa de deformação desviatória
T	temperatura [K]
t	tempo [s]
V	velocidade [m/s]
v	volume específico [m^3/kg]
\dot{W}	taxa de realização de trabalho [W]
w	trabalho específico [kJ/kg]
Z	altura [m]
β	Ângulo das palhetas do rotor
β^*	Constante do modelo k - ω SST
β_2	Constante do modelo k - ω SST
γ	relação de calores específicos ou coeficiente isotrópico
γ_2	Constante do modelo k - ω SST
δ_{ij}	delta de Kronecker
ε	taxa de dissipação de energia cinética

η	eficiência
θ	ângulo entre o vetor velocidade entrando (ou saindo) de um volume de controle e o vetor normal, perpendicular e apontando para fora deste.
λ	coeficiente de trabalho
μ_t	Viscosidade turbulenta [kg/ms]
ν	viscosidade cinemática [m ² /s]
ρ	massa específica [kg/m ³]
σ	coeficiente de perda
σ_κ	Constante do modelo k - ω SST
σ_μ	parâmetro constante para fechamento das equações de RANS
$\sigma_{\omega,1}$	Constante do modelo k - ω SST
$\sigma_{\omega,2}$	Constante do modelo k - ω SST
τ	tensor das tensões viscosas
τ_{ij}	tensor de Reynolds
ω	taxa de dissipação específica

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	17
1.1	OBJETIVOS.....	19
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	20
2.1	ASPECTOS DE CLASSIFICAÇÃO	20
2.1.1	Compressores de Deslocamento Positivo	20
2.1.2	Compressores de Fluxo	21
2.2	DESEMPENHO DE COMPRESSORES CENTRÍFUGOS	23
2.3	DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL	24
2.4	TRABALHOS DE CARÁTER EXPERIMENTAL.....	25
2.5	TRABALHOS DE CARÁTER NUMÉRICO.....	26
2.6	SIMULAÇÃO DE ESCOAMENTOS TURBULENTOS.....	28
3	FORMULAÇÃO DO PROBLEMA	29
3.1	SIMPLIFICAÇÕES ADOTADAS.....	31
3.1.1	Simplificações Geométricas	31
3.1.2	Simplificações Físicas	32
3.2	CORRELAÇÕES EXPERIMENTAIS.....	32
3.3	PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DO ROTOR	33
4	EQUAÇÕES GOVERNANTES	36
4.1	EQUAÇÕES CARACTERÍSTICAS DE UM COMPRESSOR CENTRÍFUGO – PONTO DE VISTA TERMODINÂMICO.....	36
4.1.1	Correlações entre Pressão e Temperatura	38
4.1.2	Processo Politrópico	39
4.1.3	Eficiência Isentrópica do Compressor	41
4.1.4	Condição de Estagnação	41
4.2	EQUAÇÃO DA CONSERVAÇÃO DA MASSA.....	44
4.3	EQUAÇÃO DA CONSERVAÇÃO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO LINEAR.....	44
4.4	EQUAÇÃO DA CONSERVAÇÃO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO ANGULAR.....	45
4.5	EQUAÇÃO DE CONSERVAÇÃO DA ENERGIA.....	46
4.6	EQUAÇÕES DO MODELO κ - ω SST.....	50
5	GERAÇÃO DA MALHA E SIMULAÇÃO NUMÉRICA	53

5.1	GERAÇÃO DA MALHA.....	53
5.2	SIMULAÇÃO NUMÉRICA.....	58
5.2.1	Simulação I – Estudo da Vazão e da Temperatura.....	59
5.2.2	Simulação II – Estudo da Pressão e da Temperatura.....	60
6	ANÁLISE DE RESULTADOS.....	61
6.1	RESULTADOS SIMULAÇÃO I	61
6.2	RESULTADOS SIMULAÇÃO II	66
7	CONCLUSÕES.....	72
8	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	73
	REFERÊNCIAS.....	74
	BIBLIOGRAFIA CONSULTADA.....	77

1 INTRODUÇÃO

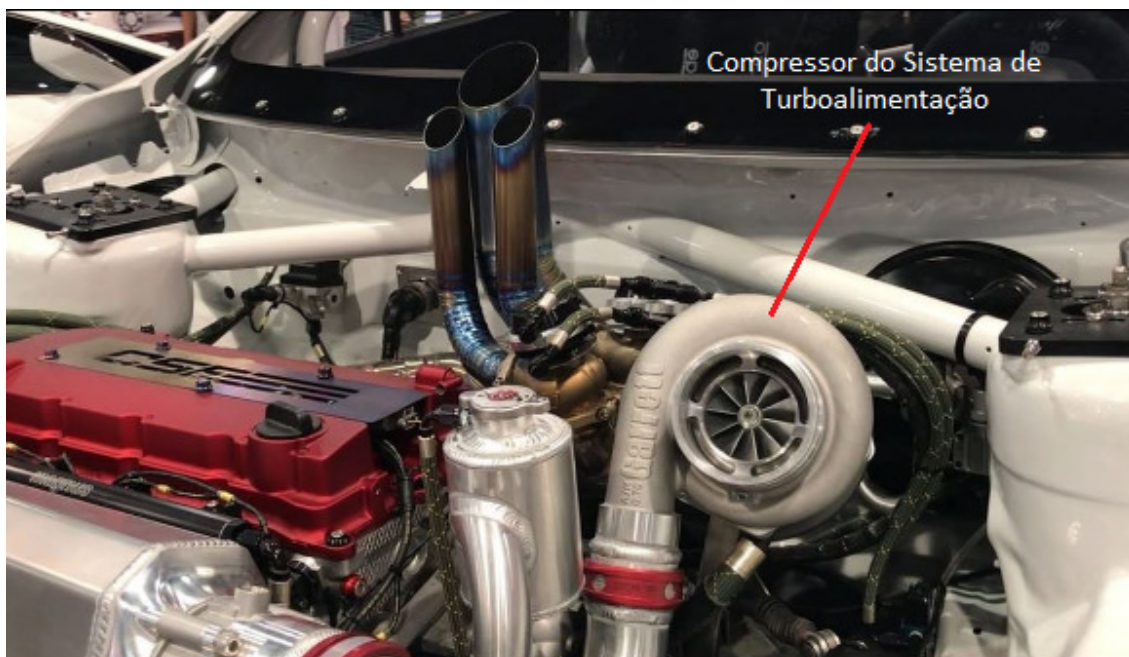
A atual conjuntura da indústria automobilística mundial impõe a tendência de diminuição de cilindradas dos motores automotivos, com simultâneo ganho de potência e reduções do consumo de combustíveis e emissões de gases. Essa tendência é chamada de *downsizing*. Para satisfazer esses critérios se faz necessário otimizar o tradicional motor de combustão interna. Atualmente uma das ferramentas de otimização de motores mais empregadas pela indústria é a turbocompressão (ou turboalimentação). A turbocompressão é promovida pelo emprego de um aparato constituído de uma turbina e de um compressor centrífugo, conectados ao motor de combustão interna. Ilustra-se, por meio das Figuras 1 e 2, um motor de combustão interna de alimentação convencional (ou aspirado) e um turboalimentado, respectivamente.

Figura 1 – Motor de Alimentação Convencional.



Fonte: Pace Performance (2017).

Figura 2 – Motor Turboalimentado



Fonte: Honeywell Garrett (2017) b.

Observando-se essa tendência da indústria automobilística, o presente trabalho é baseado no estudo de um aparato de turbocompressão, focando na análise do compressor, por meio da simulação numérica do escoamento que se desenvolve através de tal máquina. O estudo baseado no compressor se justifica pela vasta empregabilidade dessa turbomáquina nos mais diversos setores industriais, como aviação, automotivo, petrolífero, químico, entre outros.

O estudo acerca de turbomáquinas se mostra importante em função da grande versatilidade das mesmas e da busca constante por melhorias nos processos de fabricação e emprego destas.

O surgimento e melhoria de técnicas de simulação numérica de escoamentos possibilitou e fomentou esses estudos, promovendo considerável redução no tempo despendido e nos custos referentes a essas análises. Nas últimas décadas, o avanço das técnicas computacionais foi tamanho, que possibilitou o emprego da Dinâmica dos Fluidos Computacional (do inglês *Computational Fluid Dynamics* - CFD) em larga escala, com prazos e orçamentos competitivos.

1.1 OBJETIVOS

O objetivo principal desse trabalho é compreender o funcionamento de um compressor centrífugo submetendo-o a condições típicas de operação. Para cumprir tal meta, é realizada uma análise do comportamento dos principais parâmetros concernentes ao desempenho de um compressor centrífugo, tais como temperatura, pressão e vazão em massa dos gases, através de um software de CFD disponível no Laboratório de Modelagem Computacional do Departamento de Energia da Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho” (FEG/UNESP).

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A presente revisão bibliográfica tem por objetivo promover a elucidação das principais características construtivas e de funcionamento dos compressores dinâmicos, bem como discorrer acerca das técnicas de simulação numérica computacional e sua evolução. Esse capítulo trata também de trabalhos de caráter experimental, analítico e numérico, que avaliam o desempenho de compressores, a fim de familiarizar o leitor com a importância do tema aqui estudado.

2.1 ASPECTOS DE CLASSIFICAÇÃO

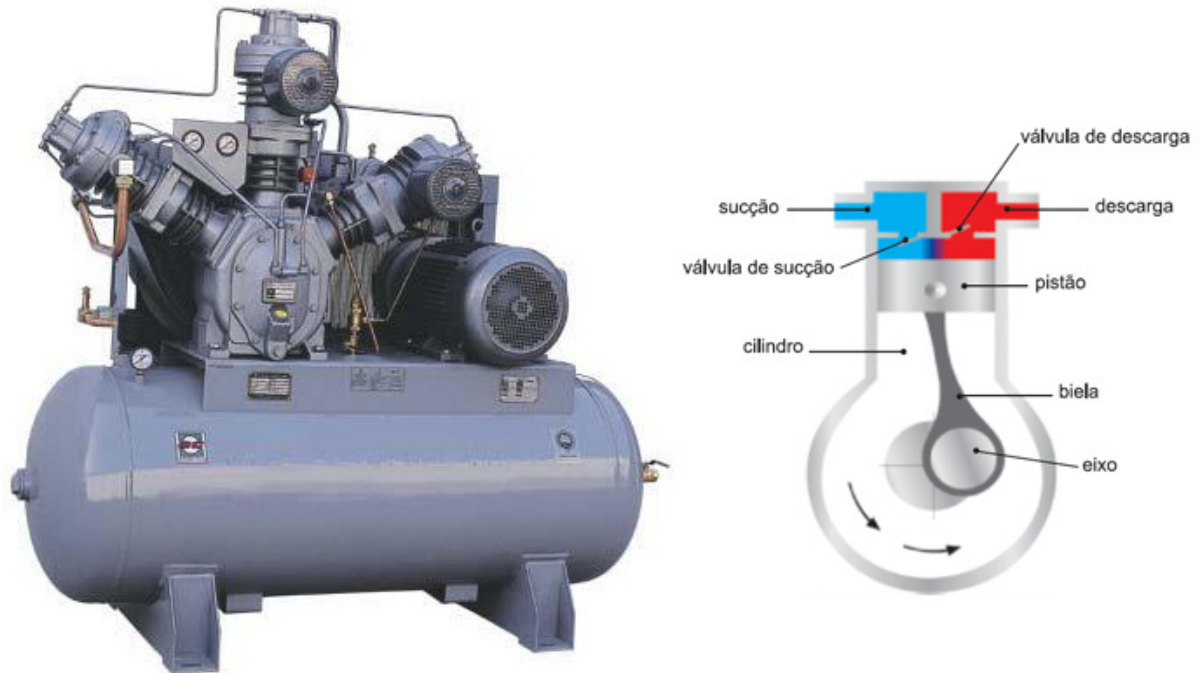
Os compressores podem ser classificados, de maneira geral, como máquinas de deslocamento positivo e como máquinas de fluxo.

2.1.1 Compressores de Deslocamento Positivo

Os compressores de deslocamento positivo (ou volumétricos) trabalham com rotação em conjunto com movimento alternado de pistão. Nesse sistema, o ganho de pressão é conseguido através da redução do volume ocupado pelo ar. O ciclo de funcionamento dos mesmos se resume nas seguintes fases: inicialmente, certa quantidade de ar é admitida no interior de uma câmara de compressão, que então é fechada e sofre redução de volume. Finalmente, a câmara é aberta e o ar liberado para consumo. Trata-se, pois, de um processo intermitente, no qual a compressão propriamente dita é efetuada em sistema fechado (ROBERT BOSCH LIMITADA – TECNOLOGIA DE AR COMPRIMIDO, p. 8).

Na Figura 3 mostra-se um exemplo de compressor de deslocamento positivo, juntamente com o esquema de funcionamento do mesmo:

Figura 3 – Compressor de Deslocamento Positivo e Seu Esquema de Funcionamento.



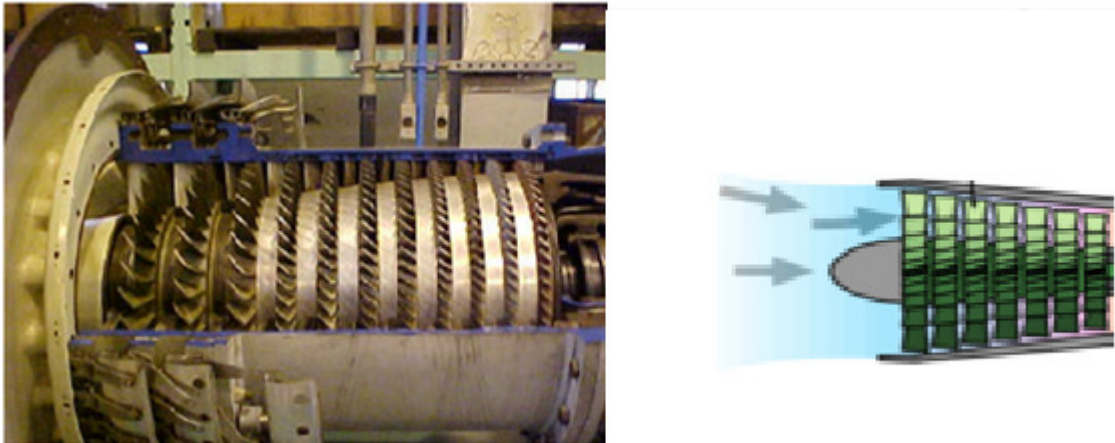
Fonte: Adaptado de Telktron-India (2017).

2.1.2 Compressores de Fluxo

Segundo Nebra, S. A. [200_?], em geral, um compressor dinâmico consta de três partes: entrada, rotor e estator ou difusor. Os compressores de fluxo axial são aqueles em que o escoamento acontece na direção do eixo do rotor; primeiramente o ar é acelerado e depois comprimido. Eles são majoritariamente empregados em turbinas a gás de grande porte. Já nos compressores de fluxo centrífugo o ar é dirigido para o centro de uma roda de lâmina giratória. Devido à força centrífuga, o ar é impelido para a periferia. A pressão é aumentada conduzindo o ar através de um difusor antes de alcançar a próxima lâmina. Assim, a energia cinética é convertida em pressão estática. Ou seja, o escoamento acessa o rotor paralelamente ao eixo e sai perpendicularmente ao mesmo. Eles são utilizados, comumente, nos sistemas de turbocompressão de motores à combustão interna.

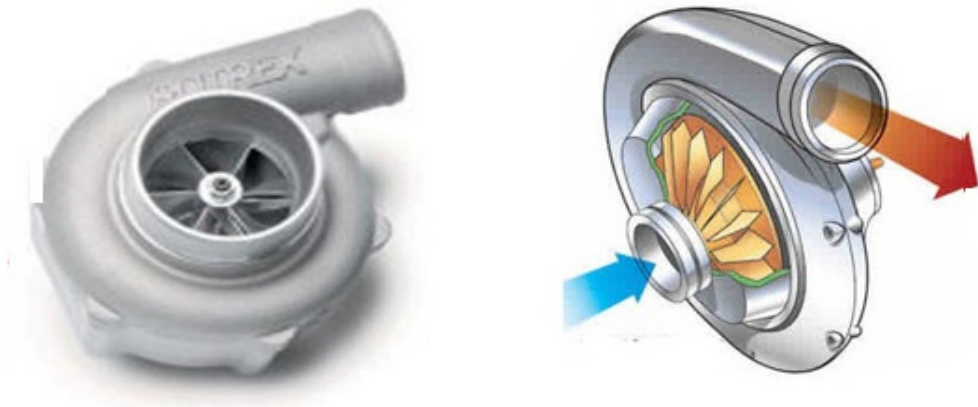
Na Figura 4 pode-se observar, em corte, um compressor de fluxo axial, bem como o esquema de funcionamento do mesmo e na Figura 5, um compressor de fluxo centrífugo e seu respectivo esquema de funcionamento.

Figura 4 – Compressor de Fluxo Axial em Corte e Seu Esquema de Funcionamento:



Fonte: Adaptado de Nebra (2017).

Figura 5 - Compressor Centrífugo e Seu Esquema de Funcionamento:

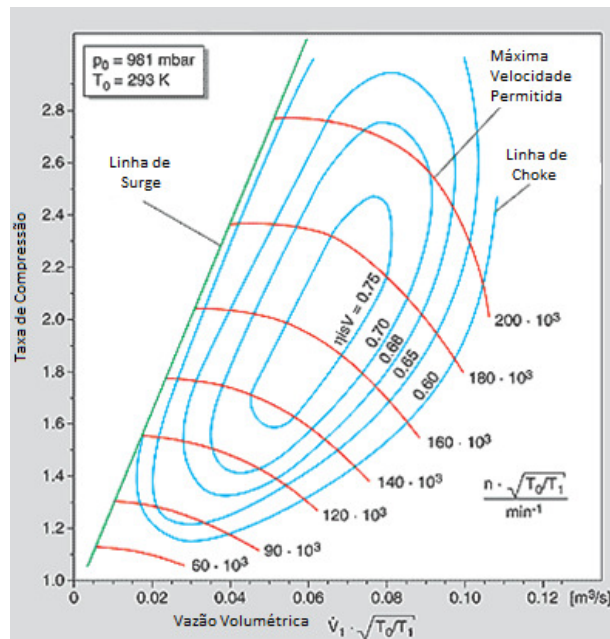


Fonte: Adaptado de Car Point News (2017).

2.2 DESEMPENHO DE COMPRESSORES CENTRÍFUGOS

As características e particularidades de operação de um compressor centrífugo são, de maneira geral, dispostas sob a forma de diagramas (ou mapas), como o apresentado na Figura 6. Estes diagramas são construídos sob eixos cartesianos, onde o eixo vertical representa, na maior parte dos casos, uma relação de pressão e o eixo horizontal, uma relação mássica. Tais parâmetros são adimensionais. Existem ainda linhas parabólicas que, aproximadamente, estabelecem um paralelismo entre si; essas linhas são denominadas linhas de rotação, onde o valor de rotação cresce com o eixo vertical. Pode-se observar ainda a presença de elipses, que representam eficiências constantes. Fica claro, à esquerda do mapa, a presença de uma linha delimitando a região de operação. Operações à esquerda dessa linha devem ser evitadas, pois essa área é denominada de Região de *Surge*. Há ainda outra região proibida, denominada Região de *Choke*, à direita do referido mapa. O funcionamento de um compressor atinge melhores resultados de desempenho quando acontece nas regiões centrais de seu referido mapa, ou seja, nas regiões onde as elipses de eficiência são menores.

Figura 6 – Mapa de Desempenho Típico de um Compressor Centrífugo.



Fonte: Adaptado de BorgWarner (2017).

Conforme exposto na Figura 6, o regime de operação de um compressor centrífugo é definido por duas linhas limites, denominadas *surge* e *choke* (ou *choking*), as quais limitam a operação à esquerda e à direita do gráfico de desempenho, respectivamente. Moura (2008)

explica que o *surge* ocorre em situações em que a razão de pressão é tão elevada e a vazão tão baixa, que ocorre descolamento da camada limite, podendo haver fluxo reverso na máquina; o fenômeno do *choke* ocorre para altas vazões, nas quais, a partir de um determinado ponto, a pressão e a eficiência caem significativamente, pois os compressores centrífugos são projetados para operarem em regimes subsônicos, porém, em situações de elevadas vazões, a velocidade de operação dessa máquina pode atingir a condição supersônica, resultando em ondas de choque, desencadeando o efeito de blocagem, que é traduzido por queda brusca na vazão e na eficiência .

2.3 DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL.

A fluidodinâmica computacional estuda, por meio de técnicas numéricas, escoamentos e suas nuances. De modo geral, as técnicas utilizadas em CFD discretizam as equações que representam os princípios físicos de conservação, as reações químicas, os mecanismos de transferência de calor, entre outros. A discretização das equações que governam um dado fenômeno físico pode ser realizada através de dois métodos: os métodos lagrangianos, que discretizam uma propriedade do escoamento (vorticidade, temperatura, concentração, etc.) e os métodos eulerianos, que discretizam o domínio fluido através de uma malha. Os tradicionais métodos eulerianos utilizam a malha para resolver as equações de governo em seus nós (método de elementos finitos) ou em seus volumes (método de volumes finitos). No presente trabalho é utilizado o software STAR CCM+, desenvolvido pela CD-adapco (Computational Dynamics-Analysis & Design Application Company Ltd), atualmente controlada pela Siemens, que utiliza o método de volumes finitos para resolver o problema do escoamento no interior de um compressor centrífugo utilizado no sistema de superalimentação de um motor de combustão interna.

Denton e Dawes (1998) evidenciaram que a fluidodinâmica computacional apresenta papel de maior importância no projeto de turbomáquinas, quando comparada a outras aplicações de engenharia, pois a previsibilidade dos dados fornecidos pelas ferramentas de simulação numérica permitem a execução de projetos que anteriormente seriam impraticáveis devido aos custos elevados e à complexidade dos mesmos. Hirsch e Demeulenaere (2003) demonstraram que o desenvolvimento e a evolução das tecnologias computacionais cresceram de um fator de 10^6 entre as décadas de 1960 e 1990, fomentando substancialmente a evolução do CFD, com o ganho de memória computacional, rapidez e eficiência nos processamentos. Tamma, Gugau e Stoffel (2002) justificaram o emprego da fluidodinâmica computacional em

análises de compressores, pois esta permite o estudo do campo de escoamento no interior das turbomáquinas.

2.4 TRABALHOS DE CARÁTER EXPERIMENTAL

A literatura disponível apresenta uma gama de trabalhos de caráter experimental muito grande, cujas análises são pautadas no desempenho das máquinas de fluxo e na capacidade de fomentar esse desempenho, bem como controlá-lo, prevenindo perturbações indesejadas.

Galindo et al. (2007) analisaram experimentalmente um turbocompressor empregado para superalimentação de motores à diesel variando-se as dimensões do duto a jusante do compressor e, dessa maneira, mediram o desempenho do mesmo a fim de analisar a região crítica de operação, ou *surge*, na qual há instabilidade e consequentes vibrações durante a operação da máquina. Os autores concluíram que a variação da geometria do duto a jusante do compressor influencia de maneira significativa o desempenho do mesmo e, dessa maneira, conseguiram estender o mapa de desempenho do compressor até regiões em que este se mostrava instável para a geometria da tubulação original.

Simon et al. (1992) delinearão metodologias para a avaliação da estabilidade de compressores e quantificaram o desempenho de várias abordagens com esse objetivo. Neste contexto, o artigo apresenta a primeira definição sistemática da influência de pares sensor - atuador, bem como a localização destes (fator crítico) sobre a melhora de desempenho de máquinas térmicas. Ou seja, o controle do compressor não depende apenas de seu *design*, mas também da geometria ao seu redor. A motivação desse trabalho é baseada no fato de que essa estabilidade promove um ganho operacional significativo, permitindo melhor desempenho e maior aplicabilidade desses arranjos.

2.5 TRABALHOS DE CARÁTER NUMÉRICO

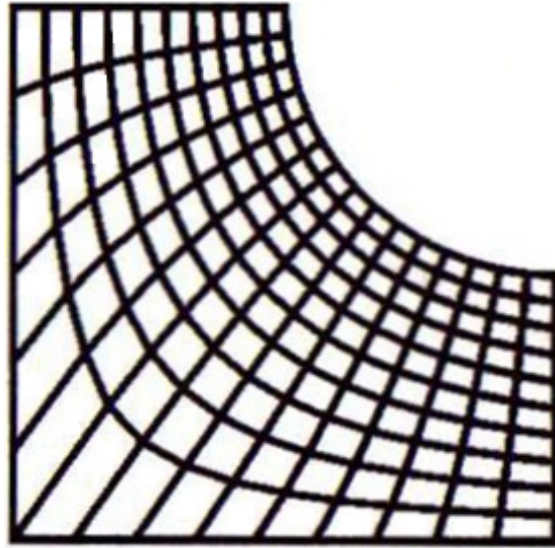
Atualmente, o desenvolvimento de máquinas de fluxo, sejam elas compressores, conjuntos a gás ou turbinas, tem seu projeto solidificado sobre análises numéricas realizadas com o emprego de CFD. É conhecida a importância de tais ferramentas na etapa de projeto dessas máquinas, possibilitando significativa economia de tempo e de dinheiro para a indústria.

Nascimento et al. (2008) empregaram o pacote comercial CFX para a execução da simulação de um rotor, mantendo-se as configurações *default* (padrão) do *software* comercial em questão e empregando como condições de contorno na entrada a vazão mássica e a temperatura e, na saída, a pressão estática.

Vassiliev et al. (2005) descreveram os modelos de CFD empregados pela indústria, mais especificamente pela ALSTOM, para o projeto de turbomáquinas. Os autores mostraram que até a década de 1980 os modelos de simulação não eram utilizados pela indústria, devido à pouca capacidade computacional e à pouca confiabilidade dos resultados obtidos. O trabalho apresenta um resumo da experiência acumulada pela empresa. Os autores ainda fizeram uma análise acerca da geração das malhas, levando em conta a utilização de malhas estruturadas, não estruturadas e híbridas (técnica que mescla ambos os tipos de malhas), especificando as vantagens de cada uma. Os autores mostraram que, tradicionalmente, empregam-se malhas estruturadas, uma vez que essa utiliza (em geral) células prismáticas, o que reduz significativamente o tempo e a memória computacional. A geração das malhas é feita a partir de um modelo de Desenho Assistido por Computador (do inglês *Computer Aided Design* – CAD) em formato adequado (IGES, x_t, etc), manual ou automaticamente, por meio de *software* (STAR CCM+, ANSYS, COMSOL, entre outros).

Malhas estruturadas apresentam representação mais simples, obedecendo à uma sequência para os volumes e mantendo o mesmo número de volumes a cada linha do domínio fluido discretizado, como mostrado na Figura 7.

Figura 7 – Malha Estruturada.

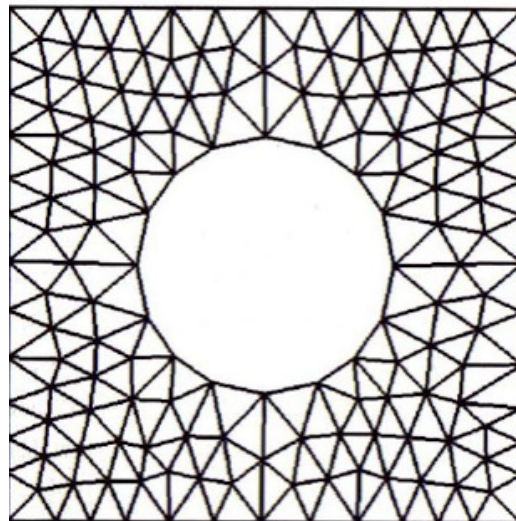


Fonte: Aguirre. (2017).

As malhas ditas estruturadas surgiram primeiro na cronologia da simulação numérica e as mesmas apresentam cálculos mais simples, porém, sua criação exige trabalho laborioso. Os pacotes comerciais como o STAR CCM+ (utilizado nessa análise) e ANSYS CFX, por exemplo, empregam apenas malhas não estruturadas.

A Figura 8 mostra uma malha não estruturada.

Figura 8 – Malha Não Estruturada



Fonte: Aguirre (2017).

2.6 SIMULAÇÃO DE ESCOAMENTOS TURBULENTOS

Modelos de turbulência que fornecem resultados de simulação em bom acordo com dados experimentais podem ser usados no projeto de novos compressores de fluxo. Simões et al. (2009) fizeram o emprego de três modelos de turbulência consagrados, disponíveis nos pacotes comerciais, para estudar o escoamento turbulento sobre uma única palheta do rotor, desprezando-se as palhetas de guia a montante e a jusante do compressor, afim de validar os modelos a partir de dados reais. Os três modelos estudados foram κ - ε , κ - ω e *Shear Stress Transport* (SST), sendo κ a energia cinética turbulenta, ε (epsilon) a taxa de dissipação turbulenta e ω (omega) a taxa de dissipação específica. De acordo com os autores, o modelo SST apresentou maior proximidade com os dados encontrados na bibliografia, quando comparado aos demais.

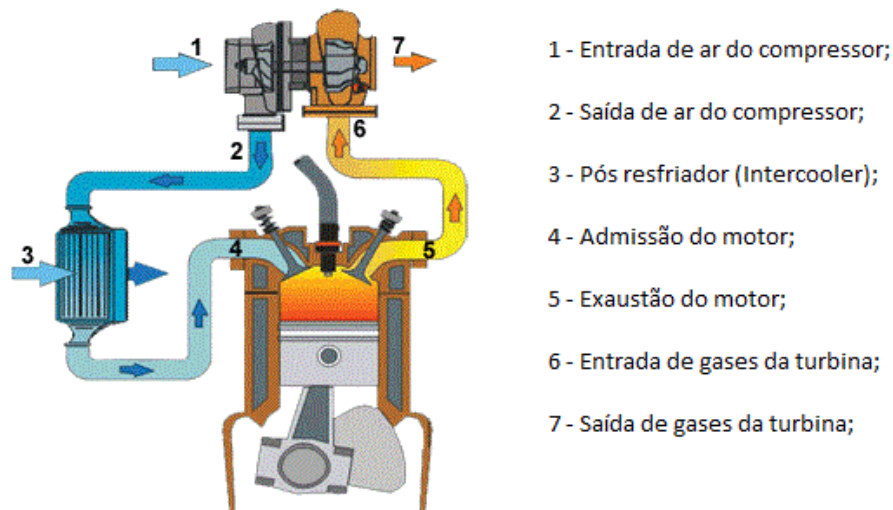
Moura (2008) cita que as equações em termos de κ - ω apresentam melhores resultados quando empregadas em regiões próximas às paredes, enquanto o modelo κ - ε apresenta melhores resultados em regiões distantes das paredes. O autor ainda relata que o modelo κ - ε se mostra mais robusto e preciso, além de ter maior estabilidade numérica; esse modelo fornece boas previsões para uma elevada gama de escoamentos de interesse na engenharia.

As equações que governam os fenômenos turbulentos são equações diferenciais, cujas soluções analíticas são impossíveis, devido à característica aleatória dos efeitos de turbulência nos escoamentos. A alternativa para essa impossibilidade é o emprego de métodos numéricos, exigindo grande empenho matemático e um número muito alto de iterações até a sua convergência. Um número usual para compressores é de 2000 iterações – para que haja confiabilidade nos resultados obtidos a partir das simulações. Será apresentado, na sequência do trabalho, um capítulo destinado ao equacionamento empregado nesse estudo.

3 FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

O presente trabalho é pautado na análise do desempenho de um compressor centrífugo utilizado para turbocompressão de um motor automotivo, tendo como foco de estudo a representação fiel de um rotor real por meio de um software de CAD. A Figura 9 demonstra, esquematicamente, o aparato tecnológico de emprego da máquina de fluxo em questão para a sobrealimentação de motores a combustão interna (MCI), sejam eles governados pelo Ciclo Otto¹ (ou Beau de Rochas²), ou pelo ciclo Diesel³.

Figura 9 – Esquema do Aparato de Turbocompressão em Motores Automotivos



Fonte: Adaptado de Honeywell Garrett (2017) a.

O aparato real, cujo rotor é objeto de estudo desse trabalho, é um turbocompressor M53-3 da marca Garrett, utilizado em um motor Renault modelo M9R, demonstrado na

¹ Nikolaus August Otto apresentou em 1876 o projeto e execução de um motor de 4 tempos, no qual a energia necessária para deflagrar o combustível é oriunda de uma centelha promovida por velas de ignição. Fonte: UFRGS. **Motor Otto**. Disponível em: <<http://www.mecanica.ufrgs.br/mmotor/otto.htm>>. Acesso em: 10 set. 2017.

² O físico francês Alphonse Beau de Rochas apresentou um trabalho em que propunha o ciclo quatro tempos, antepondo-se à Nikolaus August Otto, porém sem nunca ter executado de fato a construção da máquina, como foi executado por Otto no ano de 1876. Os trabalhos de Beau de Rochas apenas vieram à tona no ano de 1886, logo, Otto não tinha conhecimento do trabalho apresentado pelo físico francês. Apesar de haver um questionamento quanto ao inventor do referido motor, o mérito de ambos é inquestionável. Fonte: ENCICLOPAEDIA BRITANNICA. **Beau de Rochas**. Disponível em: <<https://www.britannica.com/biography/Alphonse-Eugene-Beau-de-Rochas>>. Acesso em: 10 set. 2017.

³ Rudolf Diesel patenteou, no ano de 1900, um motor caracterizado pela combustão causada, apenas, pela compressão de uma mistura preestabelecida de ar e óleo – o projeto original empregava óleo de amendoim- com uma taxa de compressão superior à dos motores Otto. O referido motor é largamente empregado atualmente. Fonte: INSTITUTO DE FÍSICA-UFRGS. **Ciclo Diesel**. Disponível em: <https://www.if.ufrgs.br/~dschulz/web/ciclo_diesel.htm>. Acesso em: 10 set. 2017.

Figura 10, que se encontra nas dependências do Laboratório de Turbomáquinas e Motores do *Conservatoire National des Arts et Métiers* (CNAM), em Paris, na França, e que foi ensaiado em bancada por Paixão, C. M. A.⁴, para diversas rotações, sendo possível, dessa forma, analisar toda a gama de desempenho dessa máquina.

Figura 10- Aparato Real.



Fonte: CNAM (2017).

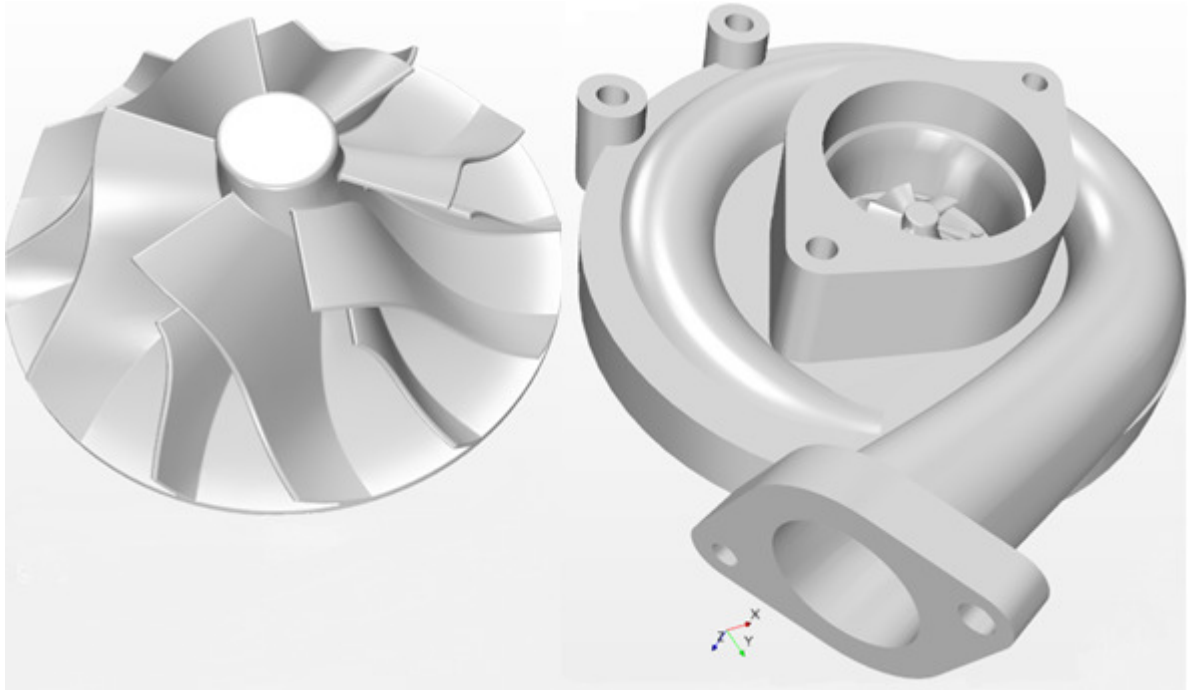
A análise aqui proposta consiste no estudo simplificado, do compressor Garrett M 53-3, pois, apesar de empregar-se a geometria do rotor fielmente representada por meio de um *software* de CAD, utiliza-se uma voluta de geometria genérica que se encontra disponível para emprego na base de dados do *software* STAR CCM+ e, ainda, desconsidera-se o estator.

Assim, lança-se mão de medidas simplificadoras, bem como de hipóteses para que a solução seja tangível sob os pontos de vista físico, matemático, geométrico e numérico.

A Figura 11 mostra o aparato que foi objeto de estudo durante esse trabalho. Trata-se da geometria do rotor (à esquerda), construída previamente por meio do *software* INVENTOR e cedida por Paixão, C. M. A., bem como da montagem desse rotor com a voluta (à direita da figura). É importante ressaltar que todos os ângulos e formas originais das palhetas foram mantidos, de acordo com a configuração física do rotor. As tubulações a montante e a jusante do compressor não foram consideradas nessa análise.

⁴ Caroline Mendonça Araujo Paixão é licenciada em Física pela Universidade Federal da Bahia, pós-graduada em Docência do Ensino Superior pela Faculdade de Tecnologia e Ciências (FTC) e, atualmente, é doutoranda do programa *Énergétique* pelo *Conservatoire National des Arts et Métiers* (CNAM), em Paris, na França, sob cotutela do Professor Dr. José Antônio Perrella Balestieri, do Departamento de Energia da FEG/UNESP.

Figura 11 – Rotor e Voluta Empregados.



Fonte: Produção do próprio autor.

3.1 SIMPLIFICAÇÕES ADOTADAS

Em concordância com o que foi apresentado anteriormente, esse subitem do Capítulo 3 trata das simplificações, considerações e hipóteses adotadas para a solução do problema então formulado.

3.1.1 Simplificações Geométricas

Por se tratar de um trabalho de conclusão de curso, o estudo aqui proposto visa uma análise básica da turbomáquina com o intuito de adquirir familiaridade com o emprego de simulações numéricas. Assim, por simplicidade, a geometria a ser estudada não apresenta as características reais do aparato compressivo desenvolvido pela Garrett, com exceção do rotor. Dessa forma, opta-se por empregar uma geometria de voluta já desenvolvida e disponível para fins acadêmicos na base de dados do *software* STAR CCM+ e pela desconsideração do estator. Essas simplificações promovem ganhos temporais significativos com modelagens geométricas, mantendo a funcionalidade e o efeito compressivo desejável na máquina.

3.1.2 Simplificações Físicas

A mais relevante simplificação física implementada durante a resolução do problema diz respeito ao escoamento do ar. Como esse trabalho trata de uma simplificação do aparato técnico do compressor, adota-se a abordagem de gás ideal para a análise. Essa adoção não traz prejuízos nem divergências significativas do ponto de vista dos resultados obtidos, além de ser amplamente empregada por autores consagrados nessa área. Ademais, há uma recomendação por parte do fabricante do STAR CCM+ para se empregar a condição de gás ideal em estudos cujo número de Mach seja menor que 0,3. Nesse caso, especificamente, o valor do número de Mach é de 0,04.

O número de Mach é um parâmetro adimensional que expõem a importância relativa entre as forças inerciais e as forças de compressibilidade presentes no escoamento; tal parâmetro é definido como a razão entre a velocidade do objeto em questão, pela velocidade do som. Em geral, emprega-se a velocidade do som à nível do mar e temperatura ambiente, cujo valor é aproximadamente 340 m/s.

$$M = \frac{c}{\sqrt{\gamma RT}} \quad (1)$$

3.2 CORRELAÇÕES EXPERIMENTAIS

O presente estudo busca obter correlações numéricas de vazões e pressões de um compressor a fim de se obter o comportamento, ainda que aproximado, da máquina estudada. Para que haja confiabilidade da análise aqui proposta, os resultados obtidos via simulação numérica são comparados com dados experimentais. Paixão et al. (2016) cederam dados coletados em bancada no CNAM para o aparato já apresentado. Em seus testes experimentais, analisou-se toda a gama de desempenho do referido compressor, desde rotações baixas, até rotações elevadas, nas quais o compressor se aproxima da instabilidade (linha de *surge*). A proposta numérica apresentada visa simular o comportamento do escoamento para apenas uma rotação (80000 rpm). Os dados experimentais coletados e tratados por Paixão et al (2016), para essa rotação, são apresentados na Tabela 1.

Tabela 1 – Dados Experimentais.

\dot{m}_e [kg/s]	\dot{m}_s [kg/s]	T_e [K]	T_s [K]	V [m/s]	N [rpm]	P_e [Pa]	P_s [Pa]
0,04	0,04	298	302	13	80000	98940	104000

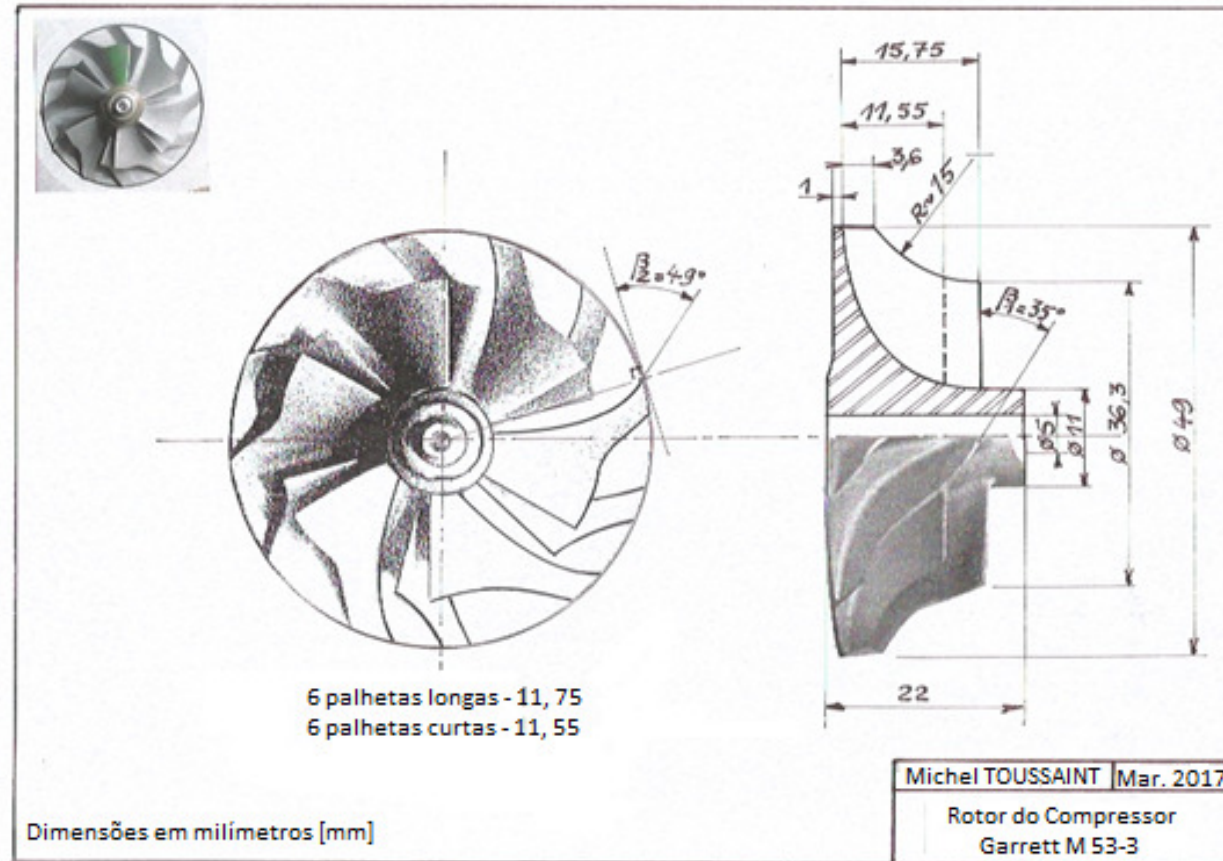
Fonte: Adaptado de Paixão et al (2016).

Sendo: \dot{m} a vazão em massa, T a temperatura absoluta, V a velocidade de entrada, N a rotação e P a pressão. Os subscritos “e” e “s” representam, respectivamente, entrada e saída.

3.3 PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DO ROTOR

É importante que sejam definidos os parâmetros geométricos referentes às seções de entrada e de saída do rotor. A Figura 12 demonstra esses parâmetros para a geometria estudada.

Figura 12 – Parâmetros Geométricos do Rotor.



Fonte: Toussaint⁵ (2017).

⁵ Projeto desenvolvido por Michel Toussaint, engenheiro do Laboratório de Turbomáquinas do CNAM, em mar. 2017 e cedido para esse trabalho. Material do acervo pessoal do autor.

Nas condições ideais de projeto, supõe-se que o escoamento entre e saia tangencialmente ao perfil da palheta do rotor. Na Figura 12 os ângulos β_1 e β_2 são, respectivamente, os ângulos de entrada e de saída do rotor, em relação à direção tangencial. As demais medidas referem-se aos diâmetros e à altura da peça, raio de curvatura das palhetas, etc; no canto superior esquerdo da figura, é mostrado o projeto de CAD do rotor.

4 EQUAÇÕES GOVERNANTES

As equações que regem a mecânica dos fluidos são equações diferenciais em três dimensões. As equações de Navier-Stokes representam o único meio de descrever um fluido e seu movimento, porém, sua solução via simulação numérica requer uma capacidade computacional bastante elevada. Felizmente, os pacotes comerciais atualmente disponíveis apresentam toda a base matemática necessária para a solução dos diversos problemas de escoamento encontrados na prática. As equações de Navier-Stokes apresentam solução analítica apenas para escoamentos ao redor de geometrias muito simples, o que não ocorre na prática de engenharia. Dessa forma, esses problemas requerem soluções que utilizem artifícios numéricos em seu desenvolvimento, empregando métodos iterativos para que haja convergência dos resultados.

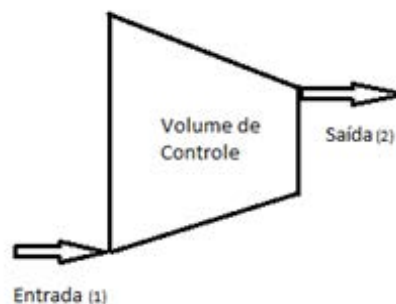
Em algumas situações práticas, essas equações podem ser simplificadas, implicando em soluções não tão complexas. Esse capítulo trata dos modelos de turbulência, das equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia, bem como das equações características de um compressor.

4.1 EQUAÇÕES CARACTERÍSTICAS DE UM COMPRESSOR CENTRÍFUGO - PONTO DE VISTA TERMODINÂMICO

Consideram-se como hipóteses dessa análise que o regime de operação da máquina seja adiabático, ou seja, que não ocorra troca de calor e que o ar seja um gás perfeito. A seguir, é apresentado um volume de controle, a fim de exemplificar a análise:

Um volume de controle é um volume arbitrário, através do qual um fluido esco.

Figura 13 - Volume de Controle.



Fonte: Produção do próprio autor

Nesse caso, a primeira lei da termodinâmica obedece à seguinte forma:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} (e_2 - e_1) \quad (2)$$

Sendo \dot{Q} a taxa de transferência de calor (que, nesse caso, é desprezada em função da condição adiabática), \dot{W} a taxa de trabalho realizado, principalmente associado ao trabalho de eixo, \dot{m} a vazão mássica e e a energia total específica de um fluido, expressa por:

$$e = h + \frac{c^2}{2} + gZ \quad (3)$$

Na equação (3), h é a entalpia, associada ao trabalho de fluxo ($h = u + Pv$), $\frac{c^2}{2}$ a energia cinética por unidade de massa e gZ a energia potencial por unidade de massa.

Para as aplicações em turbomáquinas, as energias cinética, ΔEC , e potencial, ΔEP , são muito baixas quando comparadas à entalpia, portanto:

$$\dot{Q} = \Delta EC = \Delta EP = 0 \quad (4)$$

Isto faz com que a Primeira Lei da Termodinâmica possa ser escrita como:

$$-\dot{W} = \dot{m} (h_2 - h_1) \quad (5)$$

O sinal negativo associado ao trabalho na expressão acima obedece à convenção de sinais que estabelece que, se o volume de controle recebe trabalho, o sinal de \dot{W} será negativo. No caso de um volume de controle envolvendo um compressor, este recebe trabalho de um acionador.

Nas aplicações envolvendo compressão, uma propriedade importante é o coeficiente isentrópico (γ) que para um gás perfeito, é expresso por:

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (6)$$

Sendo c_p e c_v o calor específico à pressão constante e o calor específico à volume constante, respectivamente.

4.1.1 Correlações entre Pressão e Temperatura

É importante citar que em todo processo de compressão a temperatura aumenta com o aumento da pressão. Por definição, entalpia é:

$$h = u + Pv \quad (7)$$

sendo u a energia interna, v o volume específico [m^3/kg] e P a pressão [Pa].

Derivando-se a equação (7), temos

$$dh = du + Pdv + vdP \quad (8)$$

Da segunda Lei da Termodinâmica, temos :

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T}\right) + S_{ger} \quad (9)$$

O termo de entropia S_{ger} pode ser desprezado, uma vez que esse é um processo reversível, assim:

$$TdS = \partial Q = \partial W + dW \quad (10)$$

Para substâncias compressíveis, em processo reversível, tem-se:

$$\partial W = PdV \quad (11)$$

A Equação de Gibbs por unidade de massa é expressa por:

$$TdS = du = +Pdv \quad (12)$$

Para a condição de gás ideal, tem-se as seguintes relações:

$$dh = C_p dT \quad (13)$$

$$Pv = RT \quad (14)$$

$$R = c_p - c_v \quad (15)$$

R representa a constante do gás perfeito, cujo valor é 8,314 [kJ/kmol·K] e T representa a temperatura, expressa em Kelvin [K].

Assim, por substituição, chega-se à:

$$C_p dT = RT \frac{dP}{P} \quad (16)$$

e

$$\frac{R}{C_p} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \quad (17)$$

A partir de manipulações algébricas das expressões (7) à (12), obtém-se a correlação entre o aumento de temperatura e o aumento de pressão:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (18)$$

4.1.2 Processo Politrópico:

Em um processo de compressão real ocorrem diversas irreversibilidades, fazendo com que o estado final do gás seja bastante distinto do de um processo adiabático reversível. Uma maneira de procurar contornar isso foi imaginar um processo de compressão que reflita as não idealidades de uma compressão real, mas que seja possível definir o caminho percorrido durante a compressão... O termo politrópico representa uma compressão ideal de um gás a partir da mesma condição inicial real 1 até um mesmo estado final real 2 que ocorre em uma compressão adiabática irreversível (MOURA, 2008, p. 42).

Para a grande maioria dos casos de interesse na engenharia, a variação da pressão em função do volume específico pode ser expressa como uma relação do tipo $Pv^n = \text{constante}$; o expoente n pode variar de $-\infty$ até $+\infty$, dependendo do tipo de processo. Denomina-se processo politrópico um processo genérico, sendo n o coeficiente politrópico, que é

dependente do gás e tem relação com a compressão. A Tabela 2 lista os valores dos respectivos coeficientes à pressão constante, volume constante, temperatura constante e sem troca de calor

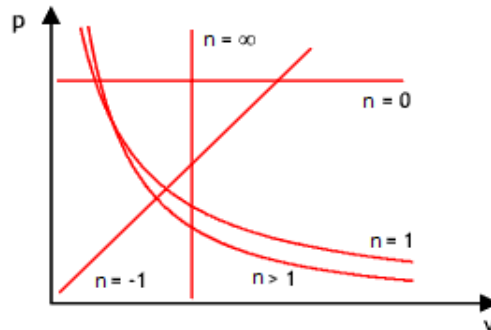
Tabela 2 – Lista de Expoentes do Processo Politrópico

transformação	Propriedade	Valor de n
Isobárica	Pressão constante	0
Isocórica	Volume constante	∞
Isotérmica	Temperatura constante	1
Adiabática/Reversível	$Q = 0$	C_p/C_v

Fonte: Adaptado de MSPC engenharia (2017) b

A Figura 14 apresenta o diagrama Pressão (P) versus Volume (V) e ilustra a variação do expoente n para cada condição.

Figura 14 - Diagrama $P \times V$ e Variação do Expoente n .



Fonte: MSPC Engenharia (2017) b.

Para um processo politrópico a expressão abaixo é válida.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (19)$$

4.1.3 Eficiência Isentrópica do Compressor

Por definição, o trabalho em um compressor é expresso pela razão entre o trabalho necessário para elevar a pressão de um gás na condição isentrópica, pelo trabalho de compressão real dessa máquina.

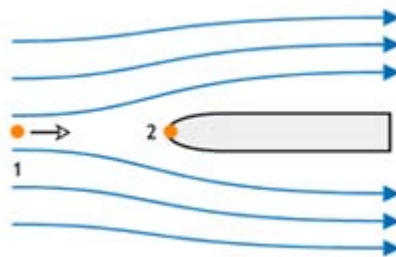
$$\eta_{ISO} = \frac{W_{ISO}}{W_{REAL}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (20)$$

sendo, η_{ISO} o rendimento isentrópico, W_{ISO} o trabalho isentrópico, W_{REAL} o trabalho real, h a entalpia; os subscritos 1, 2 e s representam, respectivamente entrada, saída e condição isentrópica.

4.1.4 Condição de Estagnação

No exemplo da Figura 15, as partículas de fluido que atingem a borda (2) de um perfil sólido e imóvel inserido no escoamento têm velocidade nula e, portanto, as condições do fluido nesse ponto são as de estagnação. Durante a operação de compressores, ocorrem grandes variações de velocidade; conforme a teoria apresentada acerca de compressores centrífugos, a energia cinética do rotor é transformada em energia de pressão durante a operação da turbomáquina.

Figura 15- Condição de Estagnação.



Fonte: MSPC Engenharia (2017) a.

A condição de estagnação será expressa pelo subscrito 0 nas equações que seguem.

Sabe-se que a entalpia de estagnação pode ser expressa em termos da entalpia e da energia cinética, como:

$$h_0 = h + \frac{c^2}{2} \quad (21)$$

A partir das relações de entalpia e temperatura, pode-se calcular a temperatura de estagnação:

$$h = C_p T \quad (22)$$

$$h_0 = C_p T_0 \quad (23)$$

$$T_0 = T + \frac{c^2}{2C_p} \quad (24)$$

A partir das equações 1 e 19, obtém-se a expressão para a temperatura de estagnação, expressa por:

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \quad (25)$$

Analogamente, a partir da equação (20) e da correlação de pressão e temperatura mostradas a seguir, chega-se à pressão de estagnação:

$$\frac{T_0}{T} = \left(\frac{P_0}{P}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (26)$$

$$\frac{P_0}{P} = \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (27)$$

A massa específica de estagnação é obtida a partir da equação do gás perfeito em termos da massa específica ρ . Logo:

$$\rho = \frac{P}{RT} \quad (28)$$

Assim, tem-se a condição de estagnação:

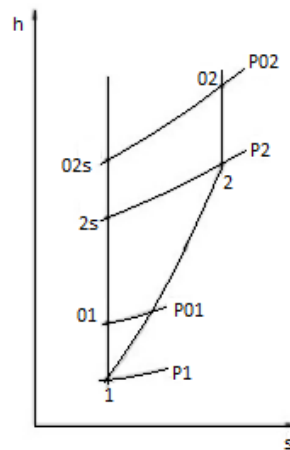
$$\frac{\rho_0}{\rho} = \frac{P_0}{P} \frac{T}{T_0} \quad (29)$$

Portanto, a partir das equações 22 a 24, tem-se a massa específica de estagnação:

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right]^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (30)$$

Moura (2008) exemplifica a importância da condição de estagnação a partir do emprego de diagrama $h-s$, apresentado na Figura 16. Se for considerado apenas o estado termodinâmico do gás, a compressão ocorreria do ponto 1 ao ponto 2. Como o fluido possui energia cinética tanto na entrada quanto na saída, a energia total transferida ao mesmo ocorre de 01 a 02. Assim, a diferença entre as entalpias h_{02} e h_{01} é a quantidade de energia total transferida ao fluido.

Figura 16- Diagrama $h-s$.



Fonte: Adaptado de Moura (2008).

A eficiência total do compressor é expressa em função das entalpias de estagnação, como segue:

$$\eta_{total} = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} \quad (31)$$

Os símbolos utilizados na equação (26) são análogos aos da equação (15), e η_{total} representa o rendimento total do compressor. Os subscritos 01, 02 e s representam a condição de estagnação na entrada e na saída e a condição isentrópica, respectivamente.

4.2 EQUAÇÃO DA CONSERVAÇÃO DA MASSA

A equação da conservação da massa é expressa por:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (32)$$

O primeiro termo da equação (27) representa a variação da massa com o tempo por unidade de volume e o segundo termo representa o fluxo líquido de massa por unidade de volume

4.3 EQUAÇÃO DA CONSERVAÇÃO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO LINEAR

A partir da Segunda Lei de Newton,

$$\vec{F}_{ext} = \frac{d(m\vec{V})}{dt} \quad (33)$$

A equação (28) expressa que a resultante das forças externas é igual à taxa de variação da quantidade de movimento linear em relação ao tempo.

Desenvolvendo a equação (28) chega-se às equações de Navier-Stokes, válidas para fluidos newtonianos com propriedades constantes, cuja forma vetorial é:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) = -\nabla P + \mu \nabla^2 \vec{V} + \rho \vec{g} \quad (34)$$

O primeiro membro da equação (29) representa a taxa de variação da quantidade de movimento; o primeiro e o segundo termos do segundo membro da equação referem-se às forças de superfície que atuam no volume de controle infinitesimal (forças devido às tensões

normais e às tensões cisalhantes) e o terceiro termo do segundo membro representa a ação do campo gravitacional por unidade de volume.

A partir do exposto, os componentes escalares da equação vetorial apresentada anteriormente são:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (35)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (36)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (37)$$

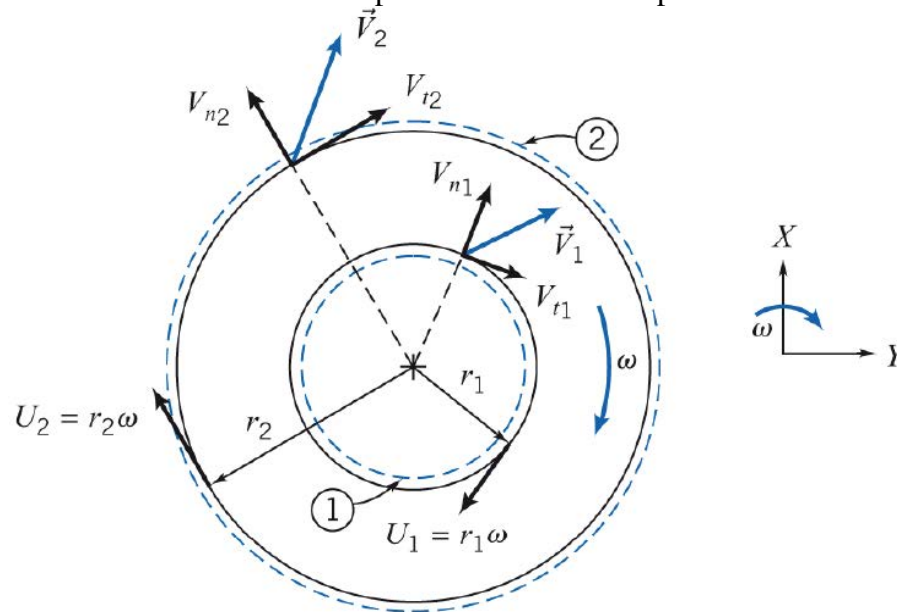
4.4 EQUAÇÃO DA CONSERVAÇÃO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO ANGULAR

O princípio da conservação da quantidade de movimento angular estabelece que o momento das forças superficiais e das forças de campo, mais o torque aplicado, implicam em variação na quantidade de movimento angular do escoamento. As forças superficiais devem-se ao atrito e à pressão e as forças de campo são decorrentes da gravidade.

Para a análise de turbomáquinas espera-se elevados torques de eixo, conseqüentemente os torques relacionados às forças de superfície podem ser desprezados, bem como a força do campo gravitacional pode ser desconsiderada pela simetria da geometria em questão.

A Figura 17 demonstra um volume de controle englobando um rotor genérico de uma turbomáquina.

Figura 17 – Volume de Controle para Análise das Componentes de Velocidade



Fonte: Fox e Mcdonald (2006).

Nesse caso, o fluido entra no rotor pela região 1 e sai pela região 2, sendo V a componente uniforme absoluta da velocidade, U a componente tangencial da velocidade e ω a velocidade angular do rotor.

A equação da conservação da quantidade de movimento angular é expressa, na forma escalar, por:

$$T_{eixo} = (r_2 V_{t2} - r_1 V_{t1}) \dot{m} \quad (38)$$

A equação (33) é comumente chamada de Equação de Euler das Turbomáquinas.

4.5 EQUAÇÃO DE CONSERVAÇÃO DA ENERGIA

A variação da energia em um fluido decorre dos efeitos aos quais um escoamento pode estar submetido quando, por exemplo, atravessa o rotor de um compressor. A equação (34) apresenta a equação da energia escrita na forma diferencial.

$$\nabla \cdot (\rho h_0 \hat{u}) = \nabla \cdot (k \cdot \nabla T) + \left[\frac{\partial u \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial u \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial u \tau_{zx}}{\partial z} + \frac{\partial v \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial v \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial v \tau_{zy}}{\partial z} + \frac{\partial w \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial w \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial w \tau_{zz}}{\partial z} \right] \quad (39)$$

sendo τ o tensor de tensões viscosas no fluido e \hat{u} a energia interna.

Representar de maneira apropriada os efeitos da turbulência presentes no escoamento através de uma solução via simulação numérica é uma tarefa consideravelmente complexa, tendo em vista a presença de flutuações de alta frequência superpostas ao campo de velocidades médio do escoamento. Diversos modelos de turbulência foram propostos e estão disponíveis na literatura com o intuito de prever o comportamento turbulento de um escoamento em uma turbomáquina, buscando atender, dessa forma, às diferentes configurações e condições de operação das mesmas.

Dentre esses modelos, destacam-se (devido à frequência com que são empregados) aqueles de duas equações, κ - ε e κ - ω , e suas variantes. Diz-se modelos de duas equações pois os mesmos apresentam uma equação para κ , a energia cinética turbulenta, e outra para ε ou ω , sendo a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta e frequência turbulenta (ou taxa de dissipação específica, para alguns autores), respectivamente. O Quadro 1 descreve de maneira breve os modelos de turbulência mais comumente empregados.

Quadro 1 – Descrição dos Modelos de Turbulência.

(continua)

Modelo	Descrição
k- ε	Modelo que utiliza duas equações de transporte, uma para a energia cinética turbulenta (κ) e outra para a taxa de dissipação da turbulência (ε).
RNG k- ε	Este modelo é um refinamento do modelo k- ε , sendo que é derivado diretamente a partir das equações de Navier-Stokes instantâneas, usando uma técnica matemática denominada por "Renormalization Group Method" (RNG).

Quadro 1 – Descrição dos Modelos de Turbulência.

(conclusão)

Modelo	Descrição
Realizable k- ϵ	Este modelo é um desenvolvimento recente do modelo k- ϵ e difere deste em dois aspectos importantes: <ul style="list-style-type: none"> • Apresenta uma nova formulação para a viscosidade turbulenta (μ_t) • É implementada uma nova equação de transporte para ϵ.
k- ω	Este modelo utiliza uma versão modificada da equação de transporte de k usada no modelo k- ϵ e uma outra equação de transporte para a taxa de dissipação específica (ω)
<ul style="list-style-type: none"> • SST k-ω 	<ul style="list-style-type: none"> • O modelo “Shear Stress Transport” (SST) é uma variante do modelo k-ω. Este é uma combinação dos modelos padrão k-ω e k-ϵ, sendo que o primeiro é aplicado para zonas próximas de parede e o segundo para as zonas mais afastadas da parede.
Transition SST	Este modelo é baseado no modelo SST k- ω , sendo que são resolvidas duas equações de transporte adicionais.

Fonte: Lima (2013).

Versteeg e Malalasekera (2007) apresentam as vantagens e desvantagens do modelo κ - ε ; as considerações dos autores foram arranjadas no Quadro 2

Quadro 2 – Características do modelo κ - ε .

Vantagens	Desvantagens
Mais simples modelo de turbulência para o qual apenas condições iniciais e/ou de contorno precisam ser satisfeitas;	Mais caro computacionalmente de ser empregado quando comparado com modelos de uma equação
Excelente performance para diversos problemas industriais;	Performances insatisfatórias em algumas circunstâncias de escoamento: <ul style="list-style-type: none"> • Escoamentos rotativos; • Escoamentos completamente desenvolvidos em dutos não circulares;
Boa estabilidade – modelo de turbulência mais validado	

Fonte: Adaptado de Versteeg e Malalaseker (2007).

Como se pode observar no Quadro 2, o modelo κ - ε não é o mais indicado para a análise aqui proposta, tendo em vista que o escoamento que se desenvolve no interior da turbomáquina estudada é rotativo, ressalta-se que no problema estudado neste trabalho, compressor opera a 80.000 rpm.

A formulação matemática utilizada é baseada na abordagem aerodinâmica das equações de Navier-Sokes⁶ e nos modelos de turbulência κ - ω SST disponíveis na base de dados do STAR CCM+. Outros modelos de turbulência estão disponíveis na base do software, porém, não são objeto de estudo dessa análise.

O modelo κ - ω SST empregado tem como base o trabalho de Wilcox (1993), que engloba a alteração no modelo κ - ω proposta anteriormente por Menter (1992). Tal alteração tem por objetivo atender mais adequadamente às diferentes regiões do escoamento turbulento, ou seja, o modelo híbrido proposto por Menter (1992) visa atender às regiões próximas às

⁶ As equações de Navier-Stokes foram propostas por Navier em 1827 e por Poisson em 1831, tendo como base considerações acerca de interações intermoleculares. Posteriormente, em 1843 e 1945, Saint Venant e Stokes, respectivamente, derivaram as mesmas equações pautando-se na hipótese de que as tensões normais e cisalhantes são funções lineares da taxa de deformação, em conformidade com a lei da viscosidade de Newton.

Fonte: NÚCLEO DE ENGENHARIA TÉRMICA E FLUIDOS – EESC-USP. **Equações de Navier-Stokes**. Disponível em: <<http://www2.eesc.usp.br/netef/Oscar/Aula21>>. Acesso em: 21 set. 2017.

paredes e às regiões de completa turbulência, distante das paredes, simultaneamente. Para isso, Menter (1992) propôs uma modificação nas equações de transporte originalmente propostas para o modelo κ - ω por meio de uma substituição de variável. Essa variante insere um termo na equação que é responsável por adicionar funções de distância de parede. Essa abordagem combina eficazmente os efeitos distantes da parede (que são normalmente obtidos com sucesso pelo modelo κ - ϵ) com os efeitos observados próximo às paredes (comumente obtidos pelo modelo κ - ω).

4.6 EQUAÇÕES DO MODELO κ - ω SST

A viscosidade turbulenta, μ_t , é expressa por:

$$\mu_t = \rho\kappa/\omega \quad (40)$$

sendo ρ a viscosidade, κ a energia cinética turbulenta e ω a taxa específica de dissipação.

Boussinesq⁷ propôs a primeira tentativa de modelar os fenômenos turbulentos focando nas tensões de Reynolds. Esse modelo admite que a tensão turbulenta ocorre quando há gradiente de velocidade no campo médio, o que é verdadeiro para as condições de camada limite. Tal abordagem é pautada na viscosidade turbulenta, que é uma propriedade do escoamento e não do fluido. Esta depende de mecanismos de transporte turbulento, logo, necessita ser modelada.

A hipótese de Boussinesq foi generalizada por Kolmogorov⁸ e atualmente é empregada amplamente na simulação numérica de escoamentos turbulentos.

As tensões de Reynolds, em acordo como o pressuposto por Boussinesq, são expressas por:

$$\tau_{ij} = -\overline{u'_i u'_j} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3}\rho\kappa\delta_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3}\rho\kappa\delta_{ij} \quad (41)$$

⁷ Boussinesq foi um físico e matemático francês que propôs em 1877 a primeira modelagem dos fenômenos turbulentos.

Fonte: COMSOL. **Hipótese de Boussinesq**. Disponível em: <<https://br.comsol.com/multiphysics/boussinesq-approximation>>. Acesso em: 21 set. 2017.

⁸ Andrey Kolmogorov foi um matemático soviético que participou de grandes descobertas nas áreas de probabilidade e estatística no século XX.

Considerando o último membro da igualdade acima, temos que a tensão turbulenta ($-\overline{u'_i u'_j}$) se relaciona com a viscosidade turbulenta, com os gradientes de velocidade média no escoamento, com o delta de Kronecker (cujo valor é 1, se $i = j$ e 0, se $i \neq j$) e com κ , sendo κ a energia cinética turbulenta por unidade de massa, expressa por:

$$\kappa = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} \quad (42)$$

A equação de transporte para κ , para fluxos turbulentos, é expressa por:

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\kappa\mathbf{U}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \nabla(\kappa) \right] + P_\kappa - \beta^* \rho\kappa\omega \quad (43)$$

(I) (II) (III) (IV) (V)

sendo:

$$P_\kappa = \left(2\mu_T S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \rho\kappa \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right)$$

a taxa de produção da energia cinética turbulenta.

A equação para ω é expressa por:

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\omega\mathbf{u}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega,1}} \right) \nabla(\omega) \right] + \gamma_2 \left(2\rho S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \rho\omega \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) - \beta_2 \rho\omega^2 + 2 \left(\frac{\rho}{\sigma_{\omega,2}\omega} \frac{\partial \kappa}{\partial x_\kappa} \frac{\partial \omega}{\partial x_\kappa} \right) \quad (44)$$

(I) (II) (III) (IV) (V) (VI)

Os termos destacados nas equações (38) e (39) significam:

- (I) Taxa de variação de κ ou ω ;
- (II) Transporte de κ ou ω por convecção;
- (III) Transporte de κ ou ω por difusão turbulenta;
- (IV) Taxa de produção de κ ou ω ;
- (V) Taxa de dissipação de κ ou ω ;
- (VI) Termo da difusão cruzada;

Deve-se observar que os termos da equação para ω são análogos aos termos da expressão para κ , com exceção do último termo (VI). Este último termo é a contribuição de

Menter (1992) ao modelo κ - ω e diz respeito ao termo da difusão cruzada, sendo S_{ij} o tensor da taxa de deformação desviatória, t o tempo, u a velocidade do escoamento e δ_{ij} o delta de Kronecker.

Os demais coeficientes apresentados nas equações (38) e (39) dizem respeito as constantes empíricas obtidas a partir de análise combinada dos modelos $\kappa - \omega$ e $\kappa - \epsilon$ e possuem os seguintes valores:

$$\sigma_{\kappa} = 1,0;$$

$$\sigma_{\omega,1} = 2,0;$$

$$\sigma_{\omega,2} = 1,17;$$

$$\gamma_2 = 0,44;$$

$$\beta_2 = 0,083;$$

$$\beta^* = 0,09;$$

É importante destacar o papel das chamadas funções de mistura; essas funções são adicionadas ao termo da difusão cruzada a fim de suavizar a transição das instabilidades decorrentes do modelo entre as regiões distantes e próximas às paredes e, assim, permitir de maneira mais eficaz a aplicação do modelo em questão, levando em conta a robustez do modelo κ - ϵ e a estabilidade do modelo κ - ω próximo às paredes.

5 GERAÇÃO DA MALHA E SIMULAÇÃO NUMÉRICA

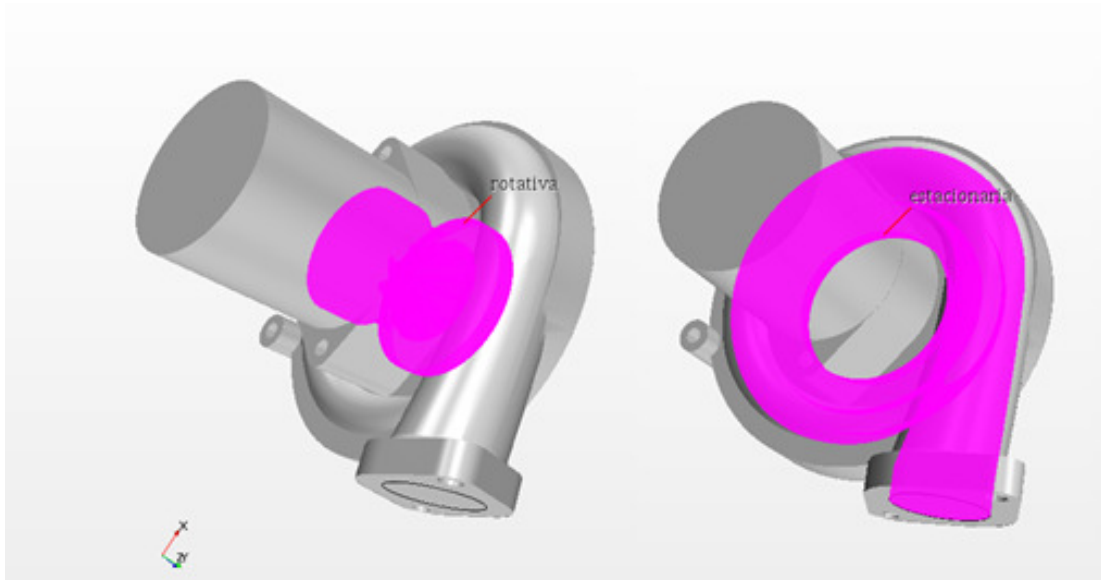
Esse capítulo tem por objetivo a elucidação e explicação das condições para geração da malha envolvida no estudo, bem como da simulação propriamente dita.

5.1 GERAÇÃO DA MALHA

Tendo em vista que o aparato envolvido nesse estudo é composto de regiões com diferentes comportamentos, com o rotor sendo uma peça dinâmica (rotativa) e a voluta sendo um elemento estático, deve-se dedicar atenção à abordagem empregada em cada um deles para que os efeitos desejáveis da simulação sejam atingidos; além dessas regiões, deve-se atentar à entrada e à saída, do escoamento de ar. Dessa forma, toma-se o cuidado em se estabelecer um domínio rotativo englobando o rotor e a região na qual este está contido.

De maneira análoga, estabelece-se uma região estacionária referente à voluta como sendo resultado da extração do volume da mesma, por meio das ferramentas de modelagem 3D disponíveis no STAR CCM+. Essas regiões são apresentadas na Figura 18.

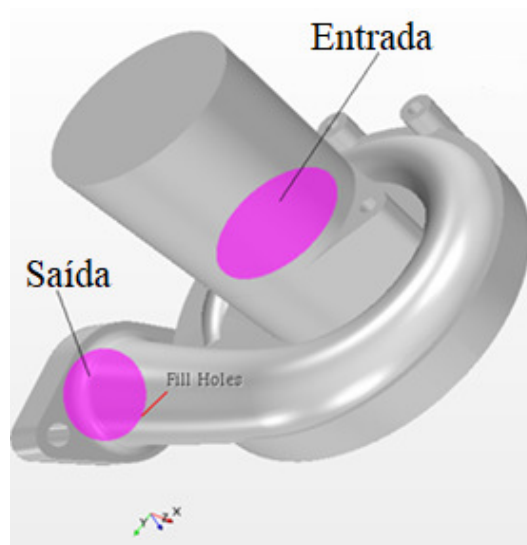
Figura 18 – Regiões Rotativa e Estacionária, Respectivamente.



Fonte: Produção do próprio autor.

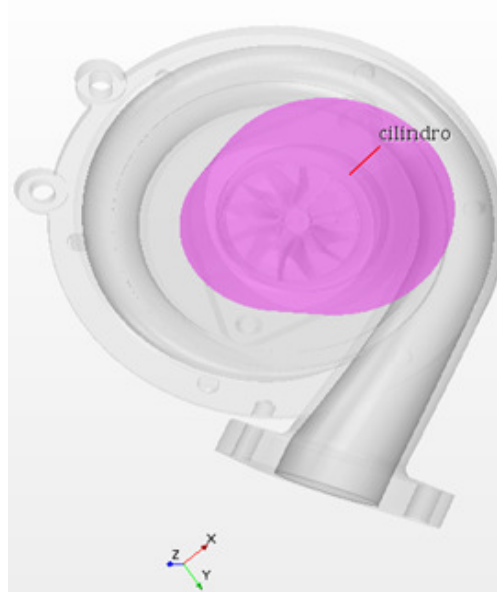
Estabelece-se, ainda, mais três regiões importantes para essa análise: a entrada, a saída e o domínio do gás (nesse caso empregou-se uma geometria cilíndrica para o domínio do gás, mas outras possibilidades poderiam ser empregadas - um paralelepípedo, por exemplo). É importante ressaltar que a entrada e a saída foram definidas como perpendiculares ao escoamento. Essas regiões são apresentadas nas Figuras 19 e 20.

Figura 19 – Regiões de Entrada e de Saída do Escoamento



Fonte: Produção do próprio autor.

Figura 20 – Domínio do gás



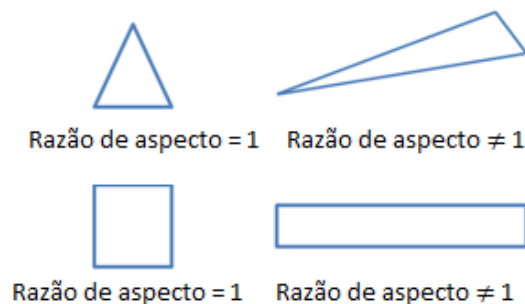
Fonte: Produção do próprio autor.

Consequentemente, esse cuidado foi estendido à geração da malha, que por sua vez foi configurada como rotativa na região do rotor e como estacionária nas demais regiões da geometria (voluta, entrada e saída). Observa-se que, devido à complexidade existente na geometria do rotor e nas regiões onde existem curvaturas acentuadas, a malha foi construída com maior refinamento, quando comparada às demais regiões da geometria estudada. Esse refinamento promove acurácia e confiabilidade aos resultados.

Estabeleceu-se como tamanho base para as células o valor 5×10^{-3} m, ou 5 mm e, dessa maneira, foi possível atingir uma qualidade de malha aceitável para os propósitos desse estudo. Diz-se que uma célula tem boa qualidade quando obedece a alguns critérios, tais como:

- Razão de aspecto: razão entre a maior e a menor aresta do elemento – deseja-se que esse valor seja 1 ou próximo disso, a fim de se evitar ângulos muito acentuados nos vértices (Figura 21).

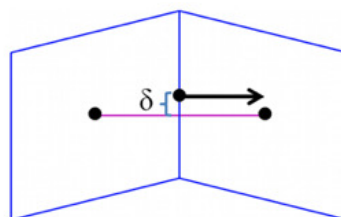
Figura 21 – Razão de Aspecto



Fonte: Silva (2017).

- *Skewness* (ou distorção): representa o desvio do vetor que conecta os elementos adjacentes centro a centro (Figura 22).

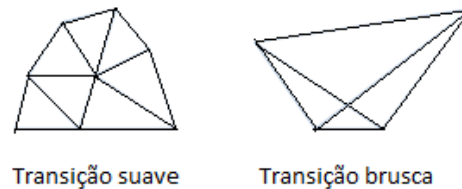
Figura 22 – Distorção



Fonte: Silva (2017).

- *Smoothness* (ou suavização): relaciona a transição do tamanho dos volumes das células vizinhas. Para uma malha de qualidade, espera-se que a transição seja *suave* (Figura 23).

Figura 23 – Suavização



Fonte: Silva (2017).

Por meio de uma ferramenta disponível no software empregado, é possível verificar os parâmetros supracitados e dessa forma determinar a qualidade da malha. Essa análise é feita discretizando-se cada uma das regiões em que as malhas foram construídas. Os resultados mostram valores superiores a 96% de qualidade.

Por tratar-se de um software comercial, o refinamento das células é feito automaticamente por meio de critérios preestabelecidos na programação do software e por meio de parâmetros fornecidos durante a operação. Como foi citado anteriormente, regiões mais críticas (curvaturas acentuadas, elevado detalhamento, etc.) são contempladas com células de dimensões reduzidas (mais refinadas).

Dessa maneira, contabilizou-se um total de 141484 células de malha, sendo a região rotativa responsável por 88631 células e a região estacionária por 52853 células. Para tanto, empregou-se modelos consagrados de construção de malhas e sugeridos pelos tutoriais disponibilizados pela plataforma do STAR CCM+; esses modelos foram *Polyhedral Mesher*, *Prism Layer Mesher* e *Surface Remesher*. Em geral, células poliédricas exigem menor número de iterações para a convergência e atendem às diferentes regiões da geometria, além de produzirem menos instabilidades na solução.

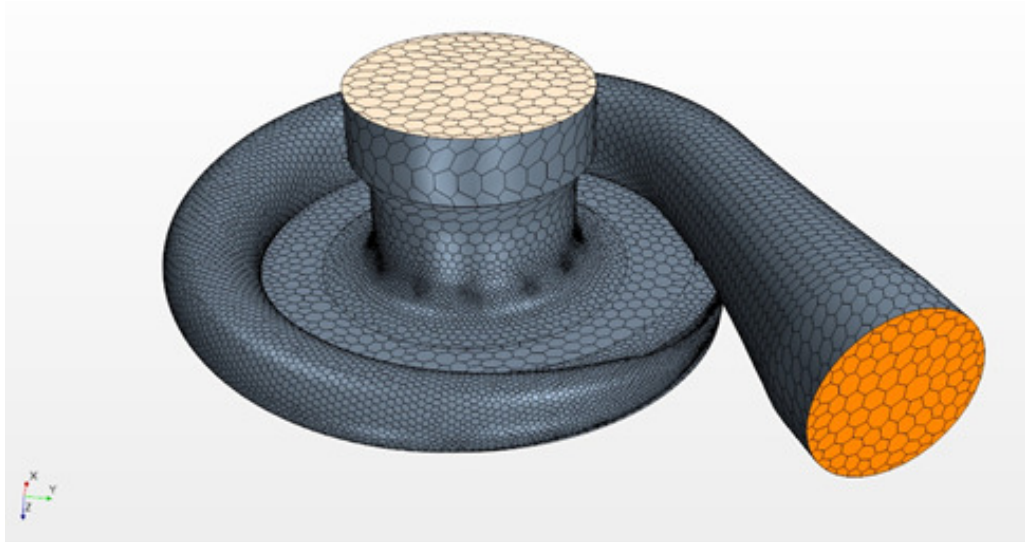
Prism Layer Mesher define a condição de camada limite e é fortemente recomendado seu emprego em análises que envolvem os escoamentos turbulentos.

Surface Remesher adequa a superfície para fornecer uma malha discretizada e de qualidade para emprego em simulações numéricas.

A configuração da malha para as diferentes regiões é apresentada nas Figuras 24 e 25. Deve-se observar que as malhas apresentadas nas figuras representam somente as regiões

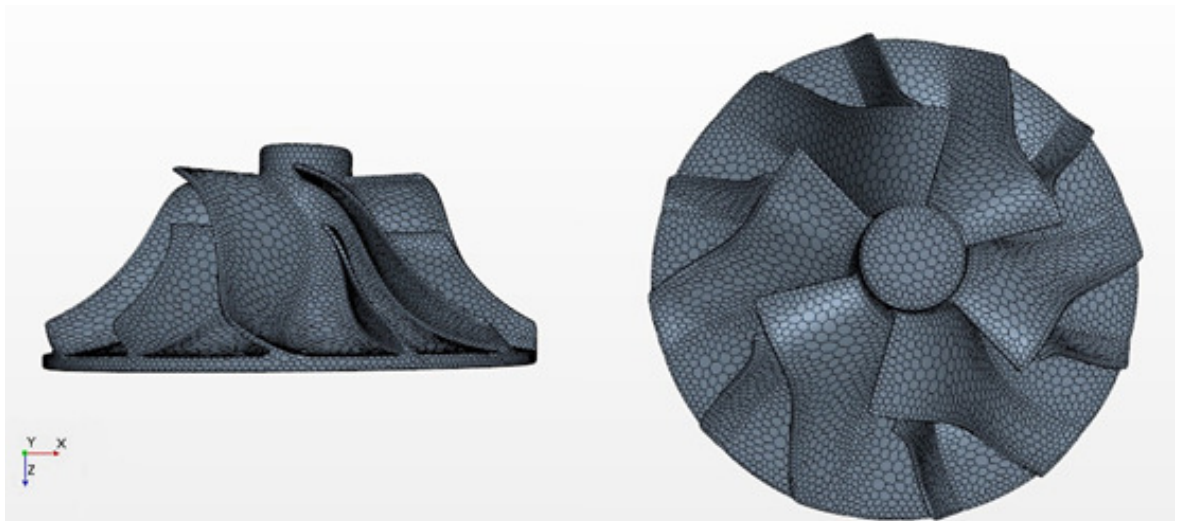
onde existe escoamento fluido, ou seja, não há interesse em analisar as superfícies sólidas externas à voluta.

Figura 24 - Malha nas Regiões de Entrada e Saída e na Voluta.



Fonte: Produção do próprio autor.

Figura 25 - Malha na Região do Rotor.



Fonte: Produção do próprio autor.

Destaca-se, nas Figuras 24 e 25, o refinamento das células nas regiões de alto detalhamento e elevada curvatura.

5.2 SIMULAÇÃO NUMÉRICA

A partir da obtenção de uma malha com qualidade satisfatória, pode-se iniciar o processo de simulação numérica. Essa etapa levou em consideração a teoria para compressores centrífugos apresentada, bem como artigos e trabalhos referentes a turbocompressores e modelos de turbulência. Galindo et al. (2015, 2016) sugerem que, para a obtenção dos resultados e parâmetros desejados, empregue-se modelos distintos em cada caso, ou seja, pode-se empregar um dado modelo para a obtenção da vazão, por exemplo, e outro para a obtenção da temperatura. Essa abordagem permite maior concordância dos resultados.

Para que os resultados sejam satisfatórios e confiáveis, adota-se como critério de parada o número de 2000 iterações; esse número é uma recomendação do fabricante do software para turbomáquinas.

A simulação do presente trabalho foi dividida para que se pudesse obter coerência nos resultados de vazão, temperatura e pressão. Dessa forma, em uma das simulações obteve-se boa convergência para vazões e temperaturas e, em outra, obteve-se bons resultados de temperatura e pressão. Para tanto, os modelos físicos empregados foram os mesmos em ambos os casos e variou-se as condições iniciais e de contorno. Para um melhor entendimento, a simulação que fornece vazão e temperatura será chamada de Simulação I e a simulação que envolve os resultados de pressão e temperatura será chamada de Simulação II. Em ambos os casos se empregou a mesma malha e a mesma geometria.

Modelos físicos são parâmetros escolhidos para que o software execute as simulações; há uma grande diversidade de modelos físicos (não só para turbomáquinas, mas também para outras aplicações), disponíveis no STAR CCM+. A escolha dos modelos físicos empregados nessa análise baseou-se em pesquisas bibliográficas, nas experiências acerca do estudo de compressores centrífugos por parte de Paixão et al. (2016) e nos tutoriais destinados à análise de turbomáquinas. Dessa forma, os modelos físicos empregados são listados abaixo:

1. All Y^+ Treatment;
2. Coupled Flow;
3. Coupled Energy;
4. Exact Wall Distance;

5. Gas Ideal;
6. κ - ω Turbulence;
7. Reynolds-Average Navier Stokes;
8. SST κ - ω (Menter);
9. Steady;
10. Three Dimension;
11. Turbulent;

Y^+ é um parâmetro adimensional importante para tratar as funções de parede, definindo-se tamanhos adequados de células.

Coupled Flow resolve as equações de pressão e de velocidade de maneira acoplada. O emprego do modelo acoplado exige mais capacidade computacional do que o modelo segregado.

Coupled Energy é uma extensão do modelo *Coupled Flow* e, juntos, resolvem simultaneamente as equações de conservação de massa, momento e energia. Em geral, modelos acoplados são mais robustos do que os segregados.

Exact Wall Distance está diretamente relacionado ao parâmetro Y^+ e define as relações de camada limite e tamanho de células próximas às paredes.

Os modelos *Gas Ideal*, *Steady*, *Three Dimension* e *Turbulent* dizem respeito às próprias características do escoamento: tratamento do ar como gás ideal, escoamento em regime estacionário, tridimensional e turbulento.

Os demais modelos referem-se ao equacionamento, chamados modelos de turbulência. Nessa análise, empregou-se o modelo SST κ - ω de Menter, uma adaptação do modelo κ - ω original. Para o emprego do mesmo, é necessário trabalhar, também, com os modelos κ - ω *Turbulence* e *Reynolds-Average Navier Stokes*.

5.2.1 Simulação I – Estudo da Vazão e da Temperatura

A simulação I foi organizada a fim de se obter boa convergência para os valores de vazões e temperaturas, para a entrada e para a saída, quando comparados àqueles apresentados na Tabela 1. Para tanto, empregou-se como condições iniciais para a simulação a temperatura e a velocidade, ambas na entrada do escoamento e, como condições de contorno, vazão em massa na entrada e fluxo livre na saída. Ao se empregar a condição de fluxo livre, o software

calcula os valores a serem empregados nessa análise; em geral, essa abordagem fornece boa convergência e é recomendada em análises preliminares, ou seja, quando não se detém muitas informações sobre o problema. A escolha por essas condições de contorno se deu devido à boa convergência dos resultados obtidos.

Essa configuração foi alimentada com os valores iniciais da Tabela 1, bem como com o Número de Mach (0,04 nesse caso). O número de Courant e o CFL empregado nessa análise foi de 0,1.

O número de Courant é uma variável local do domínio fluido que representa o fluxo advectivo em cada volume finito, ou seja, supondo-se uma velocidade e uma malha uniforme em uma região do domínio, o Número de Courant torna-se o número de volumes da malha atravessados por uma perturbação em um dado espaço de tempo.

Segundo Lovatto (2012), o CFL é um parâmetro constante que modifica a magnitude do Número de Courant, ou seja, o CFL é um multiplicador do passo de tempo. Não há necessidade em se trabalhar com Courant e CFL de mesmo valor. Nesse caso, especificamente, adotou-se tal abordagem devido ao sucesso da mesma em outras simulações

5.2.2 Simulação II – Estudo da Pressão e da Temperatura

Estruturou-se a Simulação II a fim de se obter boa convergência nos resultados de pressão e temperatura para a entrada e para a saída. Dessa forma, adotou-se como condições iniciais da simulação a temperatura e a velocidade do escoamento, ambas na entrada, e como condições de contorno a vazão em massa na entrada e a pressão de saída, alimentando-as com os dados da Tabela 1. Novamente, a escolha por essas condições se justifica pelo fato de que os resultados obtidos foram mais condizentes com a realidade, quando comparados com outras simulações executadas em um estudo prévio a esse trabalho. Dessa forma, adotou-se o mesmo raciocínio para a definição do Número de Courant e CFL, ou seja, após um número considerável de simulações, concluiu-se que o valor mais adequado de Número de Courant e CFL a ser empregado na Simulação II é de 0,2.

6 ANÁLISE DE RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados os resultados obtidos com as simulações I e II.

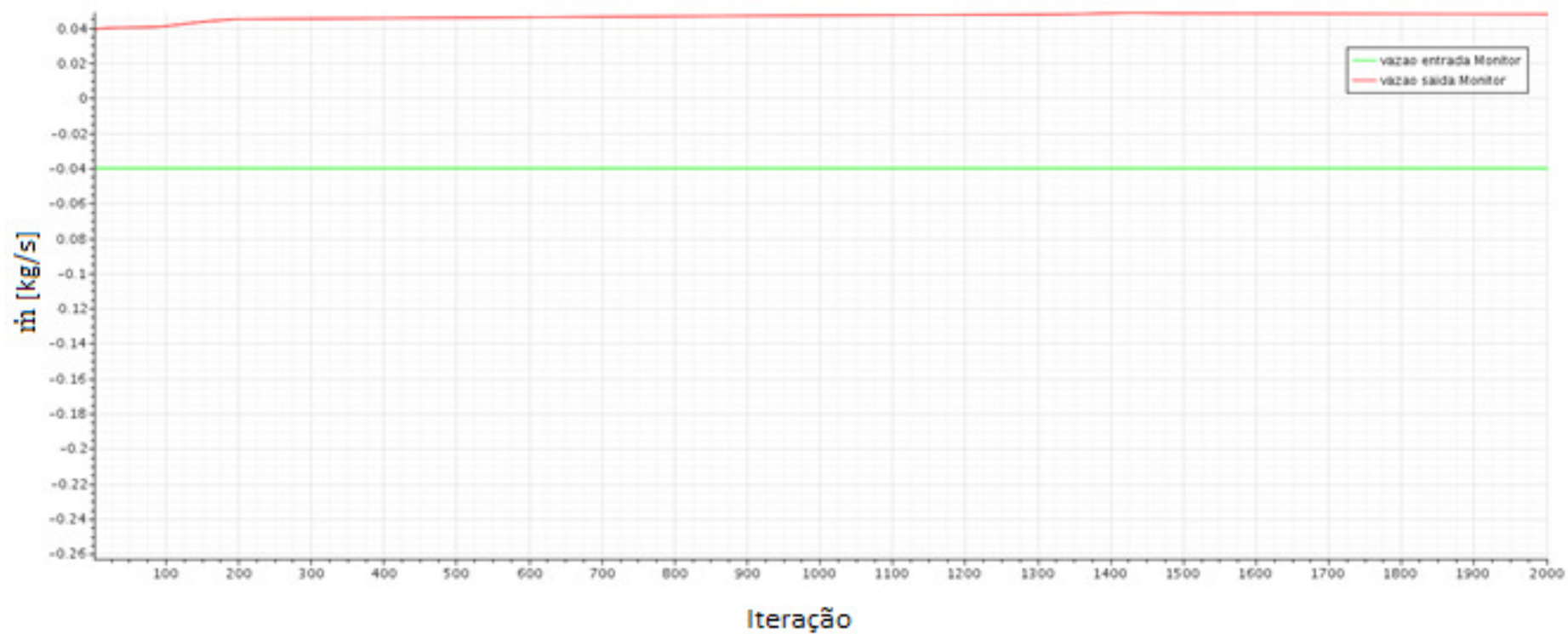
Trabalhos dessa natureza são baseados em métodos numéricos e fazem o emprego de simulações, portanto, representam de maneira aproximada os efeitos da realidade. Tendo em vista que a metodologia empregada nessa abordagem é baseada em métodos iterativos, é de se esperar que haja, em algum grau, certas divergências de resultados, quando comparados com medições e resultados experimentais.

Deve-se ressaltar que a convergência não será muito precisa, quando comparada aos dados da Tabela 1, uma vez que essa análise emprega uma voluta genérica, de geometria diferente daquela utilizada nos testes experimentais realizados por Paixão et al. (2016), além de desconsiderar o emprego do estator.

6.1 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO I

A partir do desenho da geometria e da geração da malha iniciou-se o procedimento de simulação. Para a Simulação I (vazão e temperatura) obteve-se uma boa concordância entre os resultados obtidos a partir da simulação e valores experimentais representados na Tabela 1. Desejava-se obter valores de vazão de entrada e de saída próximos à 0,04 kg/s. Por meio da Figura 26 pode-se observar os resultados referentes às vazões (entrada e saída) obtidas. É importante ressaltar que o valor de entrada é expresso como um valor negativo por uma consideração matemática. Espera-se que o valor da vazão de entrada, em módulo, seja muito próximo ou, no melhor dos casos, idêntico àquele de saída.

Figura 26 – Plotagem das Vazões de Entrada e de Saída – Simulação I.

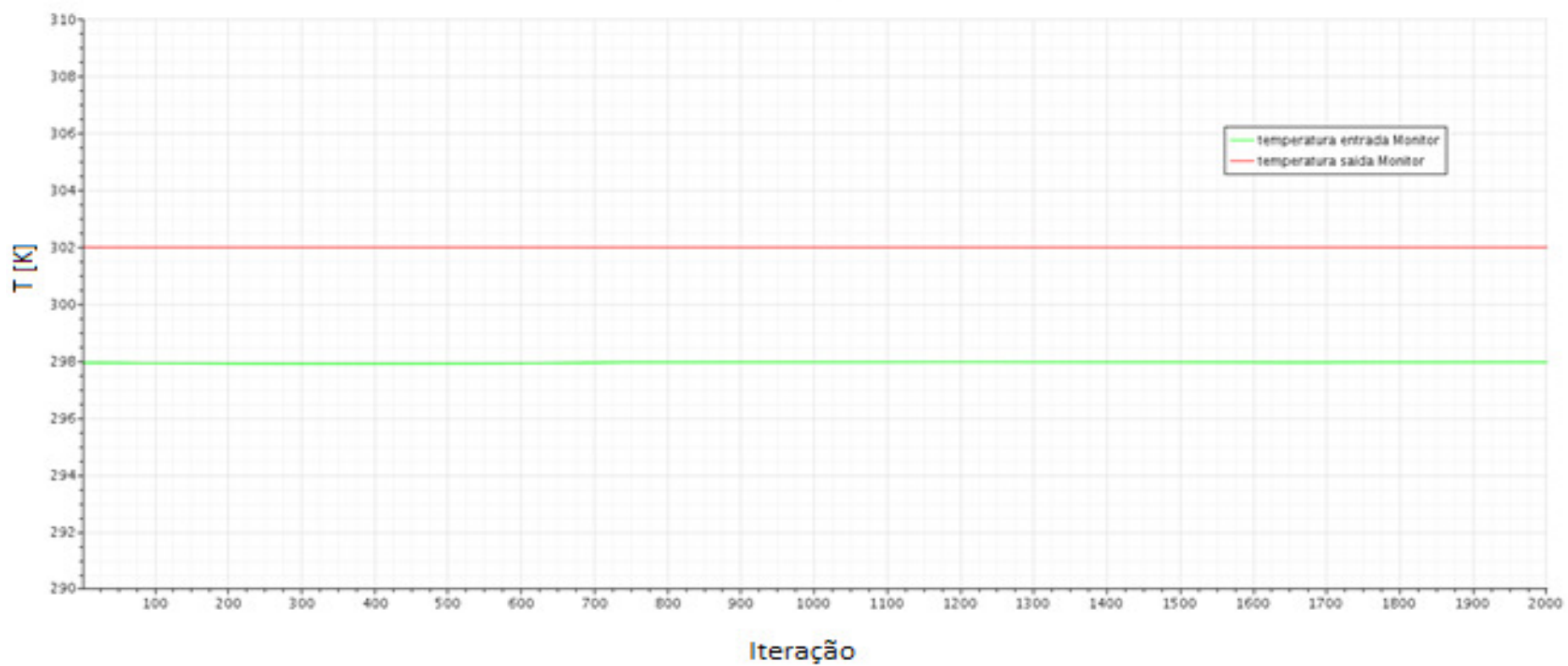


Fonte: Produção do próprio autor

A Figura 26 mostra o comportamento da vazão para análise; pode-se observar que os valores se mantiveram constantes a partir da ducentésima iteração, sendo a vazão de saída próxima à 0,0045; esse valor representa uma divergência de aproximadamente 12,5%, o que indica boa concordância da simulação.

Para os valores de temperatura, a convergência obtida seguiu os mesmos padrões da vazão, resultando em um comportamento constante, em torno das temperaturas de entrada e de saída, 298 K e 302 K, respectivamente, como pode-se observar na Figura 27.

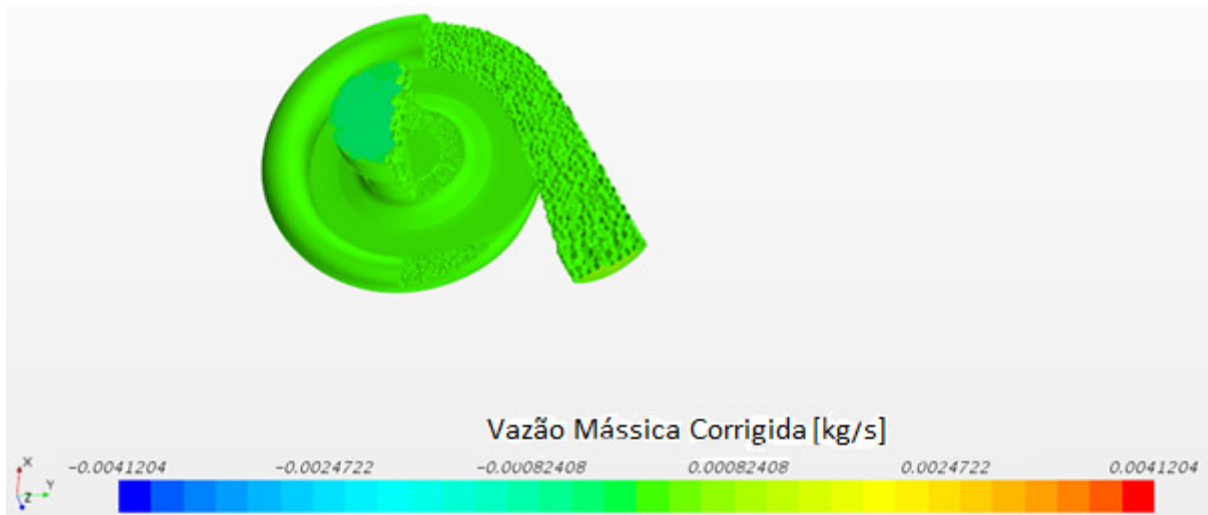
Figura 27 – Plotagem das Temperaturas de Entrada e de Saída – Simulação I



Fonte: Produção do próprio autor.

A partir das simulações é possível obter, além das plotagens, cenas representativas dos parâmetros expressas em uma escala de cores. As cenas para vazão e temperatura são apresentadas nas Figuras 28 e 29, respectivamente.

Figura 28 – Cena de Vazão – Simulação I.



Fonte: Produção do próprio autor.

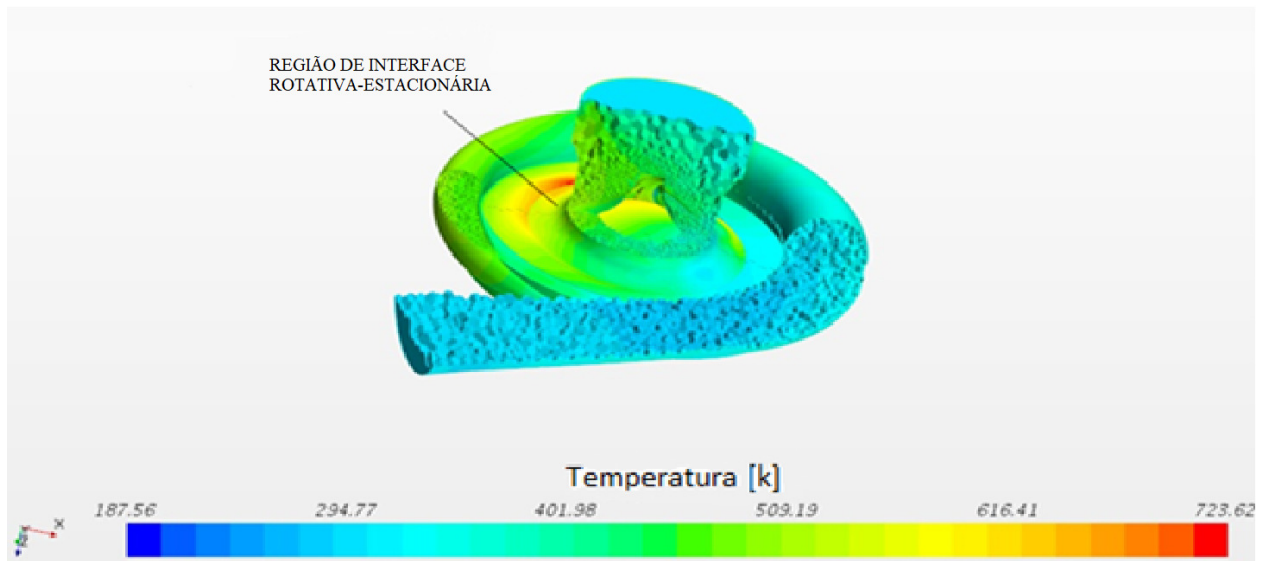
É importante ressaltar que a cena de vazão mostrada acima representa a vazão em massa corrigida, sendo essa grandeza expressa por:

$$\dot{m}_{corrig} = \dot{m} \frac{\sqrt{T_{01}}}{P_{01}} \quad (45)$$

Vazão mássica corrigida representa a vazão que passaria pela turbomáquina considerando-se a pressão e temperatura de entrada em condições ambientes à nível do mar. Essa condição é utilizada, por exemplo, para a construção do mapa de desempenho de um dado compressor.

A escala de cores da Figura 28 varia, de cores mais frias (azul – faixa de - 0,004 kg/s) até cores mais quentes (vermelho – faixa de + 0,004 kg/s). A cena de vazão corrigida mostra que a vazão se mantém constante durante toda a simulação numérica, em um valor próximo a 0,0008 kg/s.

Figura 29 – Cena de Temperatura – Simulação I.



Fonte: Produção do próprio autor.

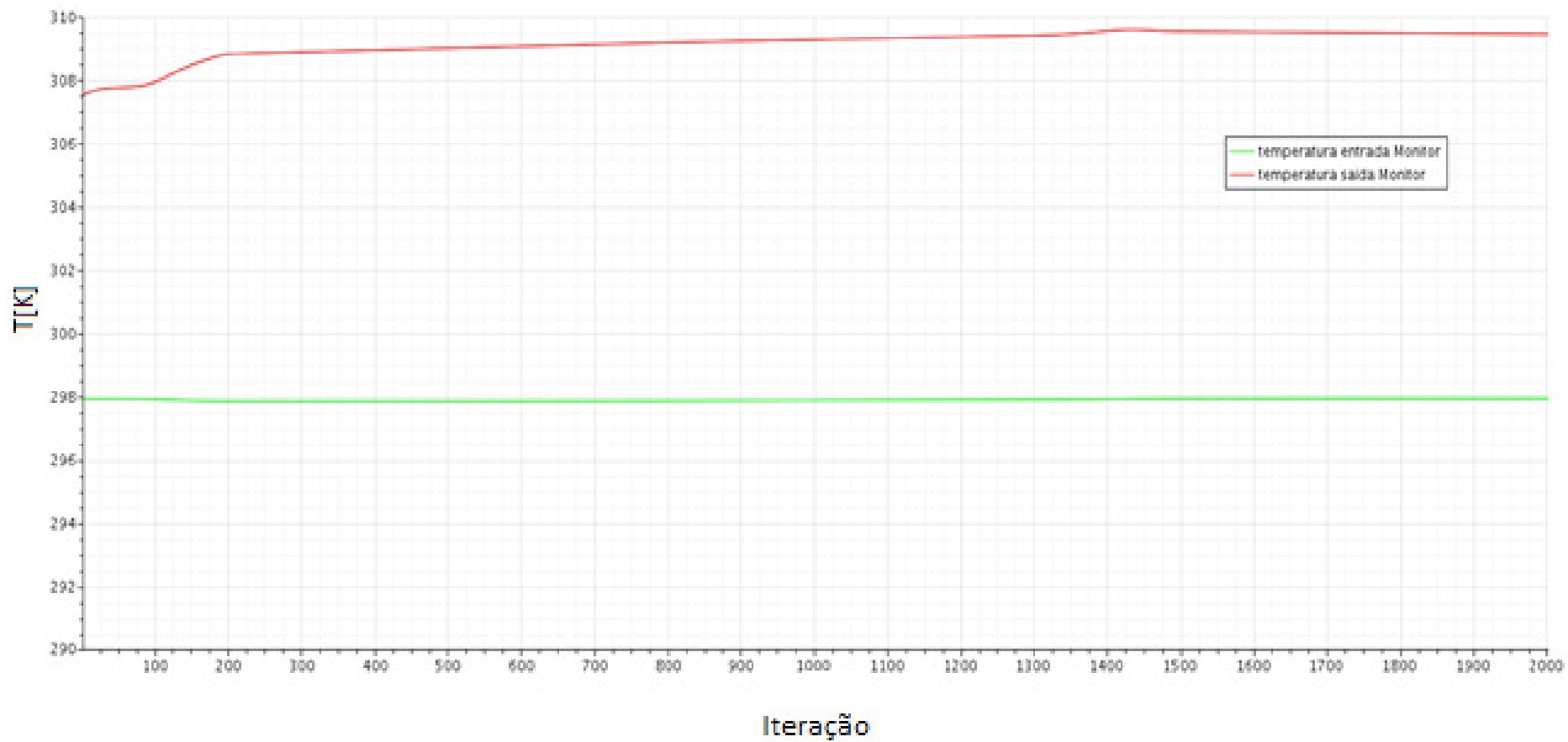
Analogamente à cena de vazão em massa corrigida, a cena de temperatura é expressa em uma escala de cores, variando de 187,5 K nas cores frias (azul) até cerca de 723 K nas cores quentes (vermelho). A Figura 29 ilustra que a temperatura na entrada e na saída se mantém estável, na faixa de 300 K. Deve-se observar que a região de interface rotativa-estacionária apresenta uma significativa elevação da temperatura; isso deve-se às elevadas rotações do rotor (80.000 rpm). Essa análise pormenorizada do escoamento só é possível através de simulações numéricas; experimentalmente, muitos detalhes do escoamento não poderiam ser visualizados.

6.2 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO II

Visando obter uma boa convergência para a temperatura e a pressão, tanto na entrada quanto na saída do compressor, a Simulação II foi realizada a partir do mesmo procedimento adotado para a Simulação I

A Figura 30 mostra a plotagem referente à temperatura para esse caso.

Figura 30 – Plotagem das Temperaturas de Entrada e de Saída – Simulação II.



Fonte: Produção do próprio autor.

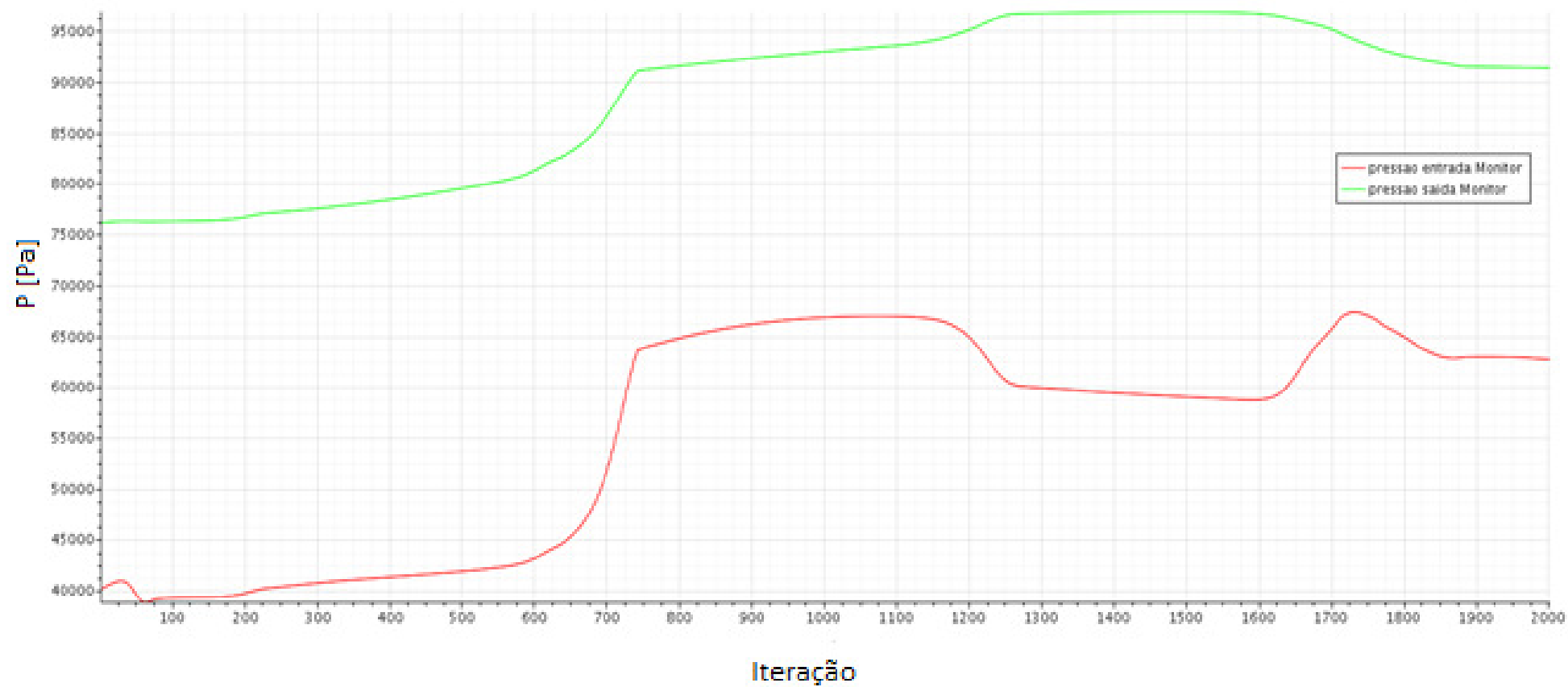
Pode-se observar, a partir da análise da Figura 30, que a temperatura de entrada se mantém constante em 298 K e a temperatura de saída cresce suavemente até estabilizar-se em um valor próximo à 310 K (309,5 K).

A variação percentual verificada entre os valores obtidos através da simulação numérica e os valores experimentais (Tabela 1) para a saída é de aproximadamente 2,5%. A temperatura de entrada se manteve constante, o que se justifica pelo emprego desse parâmetro como condição inicial.

Ao comparar as simulações I e II verifica-se que os resultados para temperatura foram mais precisos no primeiro caso; isso se justifica pelo emprego de diferentes condições, ou seja, as condições e parâmetros empregados na Simulação I são mais adequados para a análise da temperatura.

A Figura 31 demonstra a plotagem para as pressões de entrada e de saída.

Figura 31 - Plotagem das Pressões de Entrada e de Saída – Simulação II.

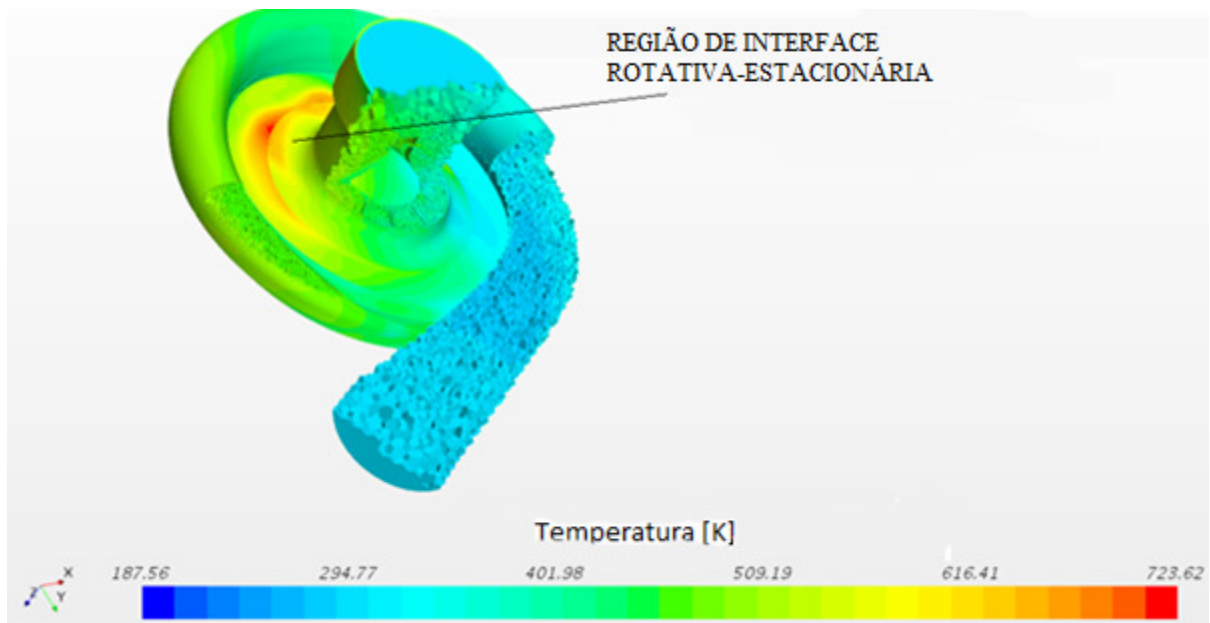


Fonte: Produção do próprio autor.

Fica claro, a partir da análise da Figura 31, que a pressão foi o parâmetro de mais difícil convergência, porém, ao final das iterações, as pressões de entrada e de saída se encontraram, respectivamente, em 65 kPa e 91 kPa. Os erros percentuais nesse caso são mais elevados quando comparados aos anteriores, sendo de 34,3% para a pressão de entrada e de 12,5% para a pressão de saída. Tal divergência é justificada pelo emprego da voluta genérica e não utilização do estator, uma vez que há uma divergência da geometria estudada em relação ao aparato real. Ao se analisar a Figura 31, observa-se valores abaixo daqueles apresentados na Tabela 1, porém o objetivo principal dessa análise é verificar o comportamento dos parâmetros propostos, sob uma ótica simplista. Nesse sentido, o que se busca é coerência nos comportamentos de pressão, temperatura e vazão mássica, ou seja, mesmo empregando-se uma geometria bastante simplificada, pode-se representar os efeitos compressivos da turbomáquina em questão.

A seguir, são mostradas as cenas correspondentes à temperatura e à pressão (Figuras 32 e 33), respectivamente.

Figura 32 – Cena de Temperatura – Simulação II.



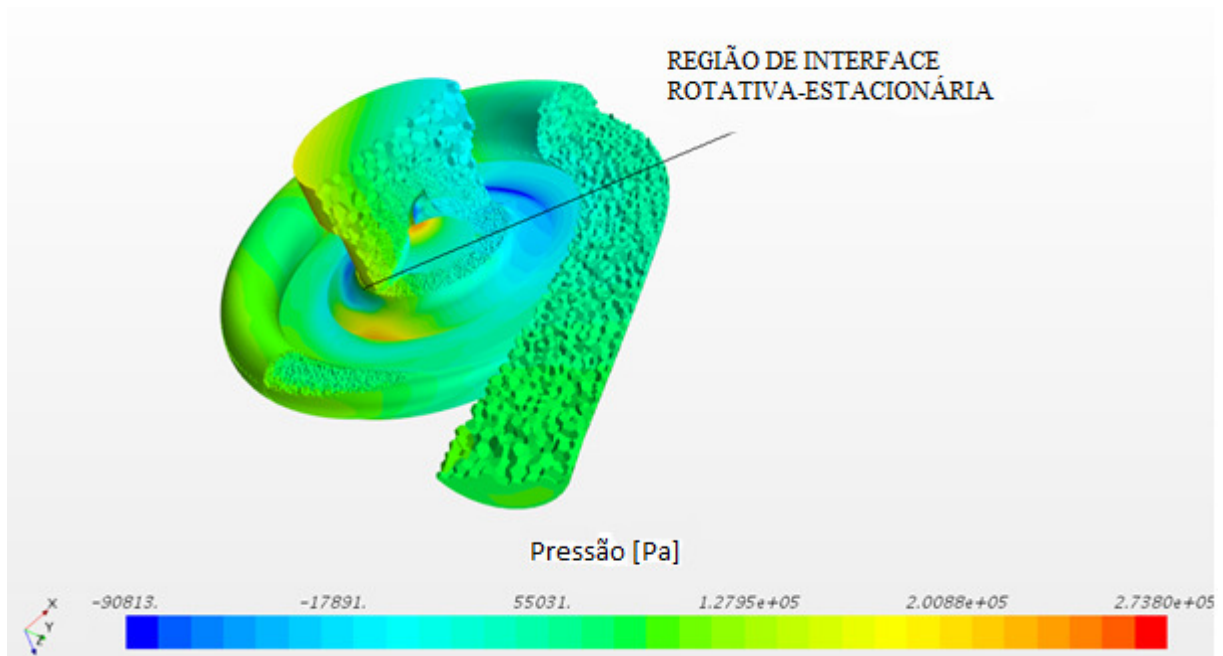
Fonte: Produção do próprio autor

A Figura 32 demonstra o comportamento da temperatura do escoamento ao passar pelo compressor. As temperaturas de entrada e de saída mantêm-se aproximadamente constantes

(em torno de 300 K), como era esperado. A partir da figura é possível visualizar, também, o aumento de temperatura que ocorre na interface rotativa-estacionária.

A Figura 33 mostra o comportamento da pressão para o caso estudado, deixando claro que a pressão na saída se mantém em um valor próximo à 90 kPa. Para a entrada, não se pode definir com clareza um valor de pressão para essa cena, pois existem regiões de pressões mais elevadas e mais baixas. Porém, de maneira geral, pode-se fazer uma média desse comportamento, obtendo-se um valor próximo à 60 kPa. Pode-se observar, ainda, uma redução significativa da pressão na região de interface rotativa-estacionária.

Figura 33 – Cena da Pressão – Simulação II



Fonte: Produção do próprio autor.

7 CONCLUSÕES

O presente trabalho utilizou o software comercial STAR CCM+ para realizar a simulação numérica do escoamento de um fluido newtoniano (ar), tratado como gás ideal, ao passar por um compressor centrífugo utilizado em um sistema de superalimentação de um motor de combustão interna. Para tanto, algumas simplificações foram realizadas como, por exemplo, a utilização de uma voluta distinta da utilizada no compressor tomado como referência (disponibilizada pelo software utilizado); a geometria do rotor foi mantida e desconsiderou-se o emprego do estator. Dessa forma, obteve-se as curvas referentes aos parâmetros operacionais do compressor, como a temperatura, a vazão mássica e a pressão. Fica nítido por meio dos resultados obtidos que a convergência para a temperatura e para a vazão são consideravelmente boas e, para a pressão, os valores são aceitáveis (erro máximo de 34,3%), tendo em vista que esse é o parâmetro mais influenciável pela alteração da geometria; sabe-se que o conjunto formado pelo estator, o rotor e a voluta é o que promove o efeito compressivo em uma máquina dessa natureza.

Os resultados obtidos através das simulações numéricas tornam possível a realização de análises mais detalhadas, já que o comportamento do escoamento é conhecido em cada região. Entretanto, é importante ressaltar que, apesar da contribuição conferida às análises pela simulação computacional, o uso do computador na solução de problemas de escoamentos não substitui ou torna a análise experimental menos importante. As técnicas numérica e experimental se complementam, sendo possível tornar as análises mais rápidas e menos caras por meio dessa abordagem conjunta.

8 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A partir de uma análise geral do estudo apresentado, observa-se a possibilidade de se realizar um estudo mais aprofundado, empregando-se, por exemplo, geometrias reais e fiéis de compressores centrífugos, a fim de se obter a validação dos parâmetros obtidos. Pode-se, ainda, analisar outros parâmetros como, por exemplo, a velocidade de escoamento do ar ao atravessar o compressor. Além disso, pode-se propor uma avaliação do comportamento da turbomáquina para diferentes rotações e comparar os resultados obtidos com dados reais, com o intuito de verificar a convergência para diferentes condições de operação da máquina.

REFERÊNCIAS

- AGUIRRE, J. **Malhas estruturadas e não estruturadas**. Disponível em: <<http://aguirreeng.blogspot.com.br/2010/09/malhas-estruturadas-e-nao-estruturadas.html>>. Acesso em: 21 out. 17.
- BORGWARNER. **Mapa de desempenho de um compressor centrífugo**. Disponível em: <<http://www.turbos.bwauto.com/pt/products/turbochargerCompressor.aspx>>. Acesso em: 15 out. 2017
- CAR POINT NEWS. **Compressor centrífugo**. Disponível em: <<http://www.carpointnews.com.br/?p=41786>>. Acesso em: 02 nov. 2017.
- CONSERVATOIRE NATIONAL DES ARTS ET MÉTIERS. **Laboratoire CMGPCE**. Disponível em: <<http://cmgpce.cnam.fr/pompage-des-compresseurs-726609.kjsp?RH=7341.11>>. Acesso em: 28 out. 2017.
- DENTON, J. D.; DAWES, W. N. Computational fluid dynamics for turbomachinery design. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science**. London, v. 213, n. 2, p. 107-124, fev. 1998.
- FOX, R. W.; MCDONALD, A. T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2006.
- GALINDO, J. et al. Experiments and modelling of surge in small centrifugal compressor for automotive engines. **Experimental thermal and fluid science journal**, Valencia, v. 32, p. 818-826, out. 2007.
- GALINDO, J. et al. Influence of tip clearance on flow behavior and noise generation of centrifugal compressors in near-surge conditions. **International journal of heat and fluid flow**, Valencia, v. 15, p. 129-139, jan. 2015.
- GALINDO, J. et al. Numerical and experimental analysis of automotive turbocharger compressor aeroacoustics at different operating conditions. **International journal of heat and fluid flow**. Valencia, v.61, p. 245-255, jun. 2016.
- HIRSCH, C.; DEMEULENAERE, A. State of the art in the industrial cfd for turbomachinery flows. In: A THEMATIC NETWORK FOR QUALITY AND TRUST IN THE INDUSTRIAL APPLICATION OF CFD, 2003, Berna. **Anais...** Berna: QNET-CFD Network Newsletter, 2003, p. 5-9.
- HONEYWELL GARRETT. **How a turbo works**. Disponível em: <<https://garrett.honeywell.com/br/products/how-a-turbo-works>>. Acesso em: 07 jul. 2017 a.
- HONEYWELL GARRETT. **Motor turboalimentado**. Disponível em: <www.instagram.com/turbobygarrett/> Acesso em: 02 nov. 2017 b.

LIMA, R. C. F. **Avaliação de modelos de turbulência na previsão do desempenho de ejetores**. 2013. 45 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade do Porto, Porto, 2013.

LOVATO, M. **Número de courant, CFL e condição de CFL**. Disponível em: <http://marcolovatto.blogspot.com.br/2012/11/numero-de-courant-cfl-e-condicao-cfl.html>. Acesso em: 04 out. 2017.

MENTER, F. R. **Improved two-equation κ - ω turbulence models for aerodynamic flows**, Califórnia: NASA Technical Memorandum TM-103975, NASA Ames, 1992. Disponível em: < <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19930013620.pdf>>. Acesso em: 28 out. 2017

MOURA, N. R. de. **Simulação fluidodinâmica computacional de desempenho de um impelidor de um compressor centrífugo**. 2008. 229 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2008.

MSPC ENGENHARIA. **Condição de estagnação**. Disponível em: <<http://www.mspc.eng.br/termo/termod0620.shtml>>. Acesso em: 15 set. 2017 a.

MSPC ENGENHARIA. **Processo politrópico**. Disponível em: <<http://www.mspc.eng.br/termo/termod0620.shtml>>. Acesso em: 15 set. 2017 b.

NASCIMENTO, M. A. R. et al. Cycle selection and compressor design of 600 kw simple cycle gas turbine. In: ASME TURBO EXPO: POWER FOR LAND, SEA AND AIR, GT2008, 2008, Berlin. **Proceedings...** Berlin: International Gas Turbine Institute, 2008. p. 917-923.

NEBRA, S. A. **Apostila de máquinas térmicas**. Disponível em: <http://www.fem.unicamp.br/~em672/aulas_7-8.pdf>. Acesso em: 21 jun. 2017.

PACE PERFORMANCE. **Motor de alimentação convencional**. Disponível em: <<http://paceperformance.com/i-23846641-gmp-19256529-pace-performance-ls3-525hp-crate-engine.html>>. Acesso em: 02 nov. 2017.

PAIXÃO, C. M. P. et al. Influência da pré-rotação em fenômeno de sobrecarga no turbocompressor. In: INTERNATIONAL CONGRESS OF ENGINES, FUELS, AND COMBUSTION CIMCCO, 1., INTERNATIONAL CONGRESS OF ENGINES AND COMBUSTION, 1., 2016, Belo Horizonte. **Proceedings...** Belo Horizonte, 2016.

ROBERT BOSCH LIMITADA. **Tecnologia de ar comprimido**. Disponível em: <http://www.bosch.com.br/br/ferramentas_pneumaticas/produtos/downloads/ManualPneumatica_ARComprimido.pdf>. Acesso em: 13 mar. 2017.

SILVA, L. R. F. **Avaliação da qualidade da malha**. Disponível em: <<http://www.notasemefd.com//07/avaliacao-da-qualidade-da-malha.html>>. Acesso em: 20 ago. 2017.

SIMÕES, M. R. et al. **Validation of turbulence models for simulation of axial flow compressor**. In: INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, 20., 2009, Gramado. **Anais...** Gramado, 2009.

SIMON, J. S. et al. Evaluation of approaches to active compressor surge stabilization. **Asme Journal**, Cambridge, p. 57-67, fev. 1992.

TAMMA, A.; GURGE, M.; STOFFEL, B. Experimental and 3-D numerical analysis of the flow field turbomachines: part one and two. In: INTERNATIONAL CONGRESS ON QUALITY ASSESSMENT OF NUMERICAL SIMULATIONS IN ENGINEERING, Concepcion, 2002. **Proceedings...** Concepcion, 2002.

TELKTRON-INDIA. **Compressor de Deslocamento Positivo**. Disponível em: <http://www.telektron-india.com/home/productdetail.aspx?productid=74&catid=9>. Acesso em: 20 out. 2017

VASSILIEV, V. et al. Cfd application in design of gas turbine structural components. In: GAS TURBINE, ASME TURBO EXPO: POWER FOR LAND, SEA AND AIR, GT2005, 2005, Reno-Tahoe. **Proceedings...** Reno-Tahoe: International Gas Turbine Institute, 2005.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method**. 2. ed. Londres: Pearson, 2007. 503 p.

WILCOX, D. C. **Turbulence modeling for CFD**. La Cañada, CA: DCW Industries, 1993.

BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

MOUSTAFA, M. **Simulation de l'Écoulement de l'Air dans la Roue d'un Compresseur Centrifuge**. 2011. 80 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Mecânica, Universidade Hassiba Ben Bouali, Chlef, 2011.

ROSA, E. S. **Forma Diferencial das Equações de Conservação e Transporte**. Disponível em: <<http://www.fem.unicamp.br/~im450/Textos&Transparencias/aula-1/INTREQ3-w6.doc>>. Acesso em: 04 out. 2017

VAN WYLEN, G. J. SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**. 4. ed. São Paulo: E. Blucher, 2008.