

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

**DESENVOLVIMENTO DE MODELAGEM MATEMÁTICA E OBSERVADOR
EXPERIMENTAL PARA CÁLCULO EM TEMPO REAL DAS CARACTERÍSTICAS
DE FUNCIONAMENTO DE COMPRESSORES RADIAIS DE
TURBOCOMPRESSORES AUTOMOTIVOS**

JOSÉ ARTHUR GONÇALVES DA SILVA TEIXEIRA

Belo Horizonte
2020

JOSÉ ARTHUR GONÇALVES DA SILVA TEIXEIRA

**DESENVOLVIMENTO DE MODELAGEM MATEMÁTICA E OBSERVADOR
EXPERIMENTAL PARA CÁLCULO EM TEMPO REAL DAS CARACTERÍSTICAS
DE FUNCIONAMENTO DE COMPRESSORES RADIAIS DE
TURBOCOMPRESSORES AUTOMOTIVOS**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Energia e Sustentabilidade

Orientador: Prof. Dr. José Guilherme Coelho Baêta

Belo Horizonte

2020

T266d

Teixeira, José Arthur Gonçalves da Silva.

Desenvolvimento de modelagem matemática e observador experimental para cálculo em tempo real das características de funcionamento de compressores radiais de turbocompressores automotivos [recurso eletrônico] / José Arthur Gonçalves da Silva Teixeira. - 2020.

1 recurso online (182 f. : il., color.) : pdf.

Orientador: José Guilherme Coelho Baêta.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Apêndices: f. 145-182.

Bibliografia: f. 140-143.

Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Modelagem matemática - Teses. 3. Motores de combustão interna - Teses. 4. Turbocompressores - Teses. I. Baêta, José Guilherme Coelho. II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. III. Título.

CDU: 621 (043)



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

FOLHA DE APROVAÇÃO

DESENVOLVIMENTO DE MODELAGEM MATEMÁTICA E OBSERVADOR EXPERIMENTAL PARA CÁLCULO EM TEMPO REAL DAS CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMENTO DE COMPRESSORES RADIAIS DE TURBOCOMPRESSORES AUTOMOTIVOS

JOSÉ ARTHUR GONÇALVES DA SILVA TEIXEIRA

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, constituída pelos Professores: Dr. Jose Guilherme Coelho Baeta (Orientador- Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Fabricio Jose Pacheco Pujatti (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG) e Dr. Sérgio de Moraes Hanriot (Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais/PUC-MG), como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Mestre em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**Energia e Sustentabilidade**".

Dissertação aprovada no dia 30 de outubro de 2020.

Por:



Documento assinado eletronicamente por **Jose Guilherme Coelho Baeta, Professor do Magistério Superior**, em 17/11/2020, às 15:29, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Fabricio Jose Pacheco Pujatti, Coordenador(a)**, em 17/11/2020, às 18:13, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Sergio de Moraes Hanriot, Usuário Externo**, em 26/11/2020, às 15:54, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).

A autenticidade deste documento pode ser conferida no site



https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **0414225** e o código CRC **8D46BD90**.

*Dedico este trabalho a todos os irmãos que ganhei na minha vida;
os quais me inspiram seguir caminhando.*

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos do corpo docente e técnico do CTM pela enorme cordialidade, tanto na solução de problemas quanto nas confraternizações do nosso grupo. Agradeço especialmente ao professor José Guilherme Coelho Baêta pelo direcionamento na minha pesquisa e pela confiança depositada em mim ao longo deste mestrado. Agradeço também ao Ramón Molina Valle pela oportunidade que me foi apresentada e pelo acolhimento ao CTM. Ainda, agradeço à Marina Cândida de Miranda Costa pelo carinho, pela atenção e pela paciência em todas as vezes que recorri à secretaria do PPGMEC.

Agradeço aos amigos e companheiros de trabalho que eu fiz no CTM. Em específico ao Oscar Rodriguez, ao Bryan Caetano, ao Matheus Ungaretti, à Fernanda Troysi e ao Luiz Machado por compartilharem comigo os seus conhecimentos e suas experiências de vida e pelos conselhos, os quais são responsáveis diretos para a realização deste trabalho. Agradeço também aos alunos de iniciação científica por permitirem que eu compartilhasse um pouco do meu conhecimento. Em especial, agradeço ao Arthur Bax pelo imensurável apoio no desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço também aos irmãos que fiz na vida, e que me apoiam a tanto tempo. Vocês estão entre o que eu tenho de mais precioso, e não seria nada sem vocês. Em especial, agradeço aos irmãos da Kaido Society; ao Tulio Pedra; agradeço aos meus irmãos de república, Filó, Kolynus, Passarin, Tanajura, Katuaba, Imbigu e Auzaimer; agradeço às meninas da República Lisbella, especialmente à Carolina Ribeiro; e agradeço aos amigos que fiz em Ouro Preto, em especial à Fernanda Durães, ao Ian Passos, à Kelly Pimenta, à Thamiris Barros, à Angélica Lacerda e à Amanda Cavalcante.

"Nulla tenaci in via est via"

SPYKER CARS

RESUMO

Os motores a combustão interna (MCI) do tipo alternativo são a principal fonte de potência no setor de transportes. Como consequência, MCIs passam por recorrentes pressões para o aumento da eficiência energética em conjunto da redução de emissões. Os turbocompressores (TC) são dispositivos empregados a fim de alcançar um conjunto com maior eficiência energética que um MCI de aspiração natural com potência equivalente. A otimização do processo de seleção e o controle de TCs tem tido papel cada vez mais crucial no projeto e na calibração do sistema de controle eletrônico de MCIs, fazendo uso de ferramentas como a modelagem orientada ao controle. Neste trabalho é apresentada uma proposta de observador de compressores centrífugos de TCs automotivos empregando a modelagem orientada ao controle para emprego em ensaios de MCIs em bancada dinamométrica. Três estratégias de modelagem encontradas no estado da arte, denominadas neste trabalho como modelagens Jensen & Kristensen (J&K), Stricker e Polinomial, e os modelos termodinâmicos para o cálculo do desempenho de compressores foram ajustadas e validadas com dados experimentais em regime permanente de um TC BIAGIO BBV 1000 levantados na bancada de ensaio a quente de TCs do LabTURBO - CTM UFMG. Selecionou-se a estratégia de modelagem J&K para o desenvolvimento do observador de compressores devido ao fato desta modelagem apresentar baixos níveis de incerteza necessitando aproximadamente $0,0580ms$ por ponto de operação para estimar \dot{m}_{corr} , Π_{t-t} e η_{is} . Observaram-se no ajuste os intervalos de previsão $[-1,11\%, 0,89\%]$ para Π_{t-t} e $[-4,06\%, 4,14\%]$ para η_{is} . Para a validação dentro da região mapeada, foram observados \overline{ER} de $0,20\%$ com σ_{ER} de $0,25\%$ para Π_{t-t} e \overline{ER} de $1,54\%$ com σ_{ER} de $2,82\%$ para η_{is} . Por fim, foram observados na validação em baixas rotações \overline{ER} de $-0,28\%$ com σ_{ER} de $0,58\%$ para Π_{t-t} e \overline{ER} de $15,53\%$ com σ_{ER} de $16,90\%$ para η_{is} . A modelagem J&K foi então implementada no programa controlador da bancada de ensaio a quente de TCs. O observador resultante aproveitou medições de temperatura e de pressão a montante do compressor e as medições de rotação do TC e de vazão pelo compressor. O observador contou ainda com interface para apresentação do desempenho calculado ao operador durante ensaios através de mapas de desempenho do compressor e, nos pontos de interesse, com a criação de relatórios de experimento. Simulou-se uma curva de operação de um MCI na bancada de ensaio a quente de TCs para a validação do observador proposto. Foram observados na validação do observador \overline{ER} de $-1,11\%$ com σ_{ER} de $0,23\%$ para a previsão de \dot{m}_{corr} , \overline{ER} de $0,70\%$ com σ_{ER} de $0,80\%$ para a previsão de Π_{t-t} e \overline{ER} de $6,83\%$ com σ_{ER} de $17,73\%$ para a previsão de η_{is} . Baseado nas incertezas apresentadas pelo observador, o algoritmo do observador foi considerado apto a determinar o estado termodinâmico do compressor durante ensaios de MCIs alternativos.

Palavras-chave: Motor a Combustão Interna. Turbocompressor. Compressor Centrífugo. *Matching*. Modelagem Orientada ao Controle. Observador.

ABSTRACT

The reciprocating type internal combustion engines are the main power source in the transportation sector. Thus, recurrent demands for energy efficiency increase and emission reduction are imposed. The turbochargers are devices used aiming an engine with greater energy efficiency than a naturally aspirated engine with equivalent power output. The optimisation of the turbocharger matching and its control has been increasingly crucial in the internal combustion engine project and its electronic control systems parameters calibration processes, making use of tools like the control-oriented modelling. A control-oriented modelling-based turbocharger observer for engine test in dynamometer bench is proposed in this work. Three modelling approaches found in the state of art, namely J&K, Stricker and Polynomial modelling, and the thermodynamic models for compressor performance calculation were fitted and validated against steady state experimental data from a BIAGIO BBV 1000 tested at the LabTURBO - CTM UFMG turbocharger test bench. The J&K modelling approach was selected to develop the observer due to its low uncertainty levels needing around $0,0580ms$ to estimate \dot{m}_{corr} , Π_{t-t} and η_{is} in each operation point. It was observed prediction intervals of $[-1,11\%,0,89\%]$ for Π_{t-t} and $[-4,06\%,4,14\%]$ for η_{is} of the fitted models. The validation inside the mapped region resulted in an \overline{ER} of $0,20\%$ with σ_{ER} of $0,25\%$ for Π_{t-t} and \overline{ER} of $1,54\%$ with σ_{ER} of $2,82\%$ for η_{is} . Finally, the validation in lower angular speed resulted in \overline{ER} of $-0,28\%$ with σ_{ER} of $0,58\%$ for Π_{t-t} and \overline{ER} of $15,53\%$ with σ_{ER} of $16,90\%$ for η_{is} . The J&K was implemented in the test bench controller software. The resulting observer used compressor upstream temperature and pressure measuring and compressor mass flow rate and turbocharger angular speed measuring from the control. The observer also has a user interface for presenting the performance estimation during tests and experiment report creation for points of interest. An internal combustion engine operating curve was simulated in the turbocharger test bench to validate the proposed observer. The observer validation resulted in a \overline{ER} of $-1,11\%$ with σ_{ER} of $0,23\%$ for \dot{m}_{corr} prediction, \overline{ER} of $0,70\%$ with σ_{ER} of $0,80\%$ for Π_{t-t} prediction and \overline{ER} of $6,83\%$ with σ_{ER} of $17,73\%$ for η_{is} prediction. Based on the uncertainties presented during validation, the observer algorithm was considered apt to estimate the compressor thermodynamic state during internal combustion engine tests.

Keywords: Internal Combustion Engines. Turbocharger. Centrifugal Supercharger. Matching. Control-Oriented Modelling. Observer.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Representação dos quatro tempos de um MCI alternativo.	27
Figura 2 – Diagrama $p - V$ de um motor com ciclo em quatro tempos naturalmente aspirado.	28
Figura 3 – Efeitos da sobrealimentação no diagrama $p - V$ ciclos combinados de MCI quando mantendo fixo o volume no PMS (a) e a pressão máxima no cilindro (b).	32
Figura 4 – Corte de um Ford Turbosupercharger utilizado em motores aeronáuticos entre 1942-1944.	33
Figura 5 – Desenhos esquemáticos da VGT radial desenvolvida pela <i>Deutsche Versuchsanstalt für Luft-fah.</i>	34
Figura 6 – Um dos primeiros modelos de TC desenvolvidos pela Garrett, T02, e mecanismo de aletas direcionadoras da variante VGT.	34
Figura 7 – Trabalho disponível no processo de exaustão ideal	36
Figura 8 – Mapa convencional de um compressor.	39
Figura 9 – Sobreposição das linhas de operação de um MCI no mapa característico do compressor.	41
Figura 10 – Estações e triângulos de velocidades da turbina considerados por Sakellari- dis e Hountalas (2013)	45
Figura 11 – Estações e triângulos de velocidades do compressor considerados por Sakel- laridis <i>et al.</i> (2015)	46
Figura 12 – Triângulos de velocidades do compressor considerados por Zhang <i>et al.</i> (2015)	47
Figura 13 – Comparação entre resultados experimentais e simulados de uma turbina de geometria fixa (Turbina 1) e de geometria variável (Turbina 2).	49
Figura 14 – Desenho esquemático da representação da turbina proposta por Salehi <i>et al.</i> (2013a).	49
Figura 15 – Desenho esquemático da válvula <i>wastegate</i> modelada por Salehi, Vossoughi e Alasty (2014) e Diagrama de forças do sistema.	50
Figura 16 – Mapa adaptado da turbina proposto por Tancrez <i>et al.</i> (2011)	52
Figura 17 – Comparação entre a resultados experimentais e previstos pela modelagem proposta por Jensen <i>et al.</i> (1991) para a razão de compressão e eficiência isentrópica do compressor.	55
Figura 18 – Resultado do ajuste do mapa de um compressor para o Método de J&K e o Método de Mueller obtidos por Moraal e Kolmanovsky (1999).	56
Figura 19 – Resultados do ajuste do mapa de um compressor para o Método da Linha de Inclinação Zero obtido por Moraal e Kolmanovsky (1999).	56
Figura 20 – Mapas de desempenho adimensionalizados encontrados por Salehi <i>et al.</i> (2013b).	57

Figura 21 – Comparação entre os mapas tradicionais e os mapas adimensionalizados propostos por Stricker <i>et al.</i> (2014) para um compressor centrífugo automotivo.	58
Figura 22 – Comparação entre os mapas tradicionais da turbina de um TGV automotivo e os mapas adimensionalizados propostos por Stricker <i>et al.</i> (2014).	59
Figura 23 – Previsão do estado e resultado experimental para o mapa proposto por Cavina <i>et al.</i> (2015) e comparação da resposta dinâmica experimental e prevista por dois modelos.	61
Figura 24 – Comparação entre pontos de operação experimentais e superfícies de resposta ajustada por Dinescu e Tazerout (2010).	64
Figura 25 – Mapas de desempenho originais e ajustes encontrados por Stricker <i>et al.</i> (2014) para um compressor centrífugo automotivo.	65
Figura 26 – Comparação entre os dados experimentais e os ajustes encontrados nos mapas adimensionalizados da turbina propostos por Stricker <i>et al.</i> (2014).	65
Figura 27 – Comparação entre o ajuste encontrado por Zhang <i>et al.</i> (2015) e valores experimentais para a eficiência isentrópica de um compressor centrífugo automotivo.	66
Figura 28 – Comparação entre resultados experimentais e modelados encontrados por Park <i>et al.</i> (2015) para a eficiência isentrópica do compressor.	68
Figura 29 – Comparação entre resultados experimentais e modelados encontrados por Park <i>et al.</i> (2015) para a eficiência isentrópica da turbina.	68
Figura 30 – Comparação entre as extrapolações através das modelagens propostas por Galindo <i>et al.</i> (2016) e através dos modelos padrão do GT-Power.	69
Figura 31 – Validação da modelagem proposta por Zeng <i>et al.</i> (2016) com dados do regime transiente.	70
Figura 32 – Comparação entre a superfície modelada e pontos experimentais para o coeficiente de descarga de uma <i>wastegate</i> por Serrano <i>et al.</i> (2017).	71
Figura 33 – Resultados experimentais e ajuste por redes neurais de mapas de vazão versus razão de compressão e vazão versus eficiência isentrópica de um compressor	72
Figura 34 – Mapas da família de compressores utilizados por Nelson, Filipi e Assanis (2003) no treinamento da rede neural e mapas previstos pela ferramenta.	73
Figura 35 – Diagrama da modelagem da rotação do TC proposta e incertezas observadas por Salehi, Vossoughi e Alasty (2014).	74
Figura 36 – Diagrama da metodologia adotada neste trabalho.	76
Figura 37 – Desenho esquemático da bancada de ensaio a quente de TCs do LabTURBO - CTM UFMG na configuração utilizada neste trabalho.	78
Figura 38 – Fluxograma do algoritmo para determinação da rotação máxima admissível do TC.	90

Figura 39 – Diagrama da implementação dos modelos matemáticos no observador.	99
Figura 40 – Interface do observador de compressores proposto com a determinação de parâmetros do ensaio e representação do ponto de operação instantâneo.	100
Figura 41 – Apresentação do ponto de operação instantâneo sobreposto nos mapas de desempenho do compressor e em indicadores individuais durante o ensaio de validação do observador de compressores proposto.	100
Figura 42 – Mapa de desempenho do compressor BIAGIO BBV1000 levantado experimentalmente.	102
Figura 43 – Mapa de \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t} do compressor BIAGIO BBV 1000.	103
Figura 44 – Mapa de \dot{m}_{corr} versus η_{is} do compressor BIAGIO BBV 1000.	104
Figura 45 – Mapa de Π_{t-t} versus η_{is} do compressor BIAGIO BBV 1000.	104
Figura 46 – Mapa de \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t} do compressor com ênfase na região de baixa rotação.	106
Figura 47 – Mapa de Π_{t-t} versus η_{is} do compressor com ênfase na região de baixa rotação.	106
Figura 48 – Sobreposição dos pontos de operação levantados para validação dos modelos matemáticos no mapa de \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t} do compressor.	108
Figura 49 – Sobreposição dos pontos de operação levantados para validação dos modelos matemáticos no mapa de Π_{t-t} versus η_{is} do compressor.	108
Figura 50 – Comparação entre os calores específicos tabelados e modelados e erro relativo em função da temperatura.	110
Figura 51 – Comparação entre ρ tabelados e modelados e erro relativo em função da temperatura.	111
Figura 52 – Comparação entre resultados experimentais, linhas contínuas pretas, com intervalos de previsões, barras de erros azuis, e resultados obtidos através da Modelagem Termodinâmica, linhas traço e ponto vermelhas, para o mapa \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t}	112
Figura 53 – Comparação entre resultados experimentais, linhas contínuas pretas, com intervalos de previsões, barras de erros azuis, e resultados obtidos através da Modelagem Termodinâmica, linhas traço e ponto vermelhas, para o mapa Π_{t-t} versus η_{is}	112
Figura 54 – Comparação entre resultados experimentais, linhas contínuas pretas, e resultados obtidos através da Modelagem J&K, linhas traço e ponto vermelhas, para o mapa Φ_c versus Ψ_c	113
Figura 55 – Comparação entre os resultados experimentais, linhas contínuas pretas, com intervalos de previsão, barras de erro azuis, e resultados obtidos através da Modelagem J&K, linhas traço e ponto vermelhas, para o mapa \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t}	114

Figura 56 – Comparação entre resultados experimentais, linhas contínuas pretas, e resultados obtidos através da Modelagem J&K, linhas traço e ponto vermelhas, para o mapa η_{is} versus Φ_c	115
Figura 57 – Comparação entre resultados experimentais, linhas contínuas pretas, com intervalos de previsão, barras de erro azuis, e resultados obtidos através da Modelagem J&K, linhas traço e ponto vermelhas, para o mapa Π_{t-t} versus η_{is}	116
Figura 58 – Comparação entre resultados experimentais, linhas contínuas pretas, e resultados obtidos através da Modelagem Stricker, linhas traço e ponto vermelhas, para os mapas Ψ_c versus Φ'_c (a) e Ψ_c versus Φ_c (b).	117
Figura 59 – Comparação entre resultados experimentais, linhas contínuas pretas, com intervalos de previsão, barras de erro azuis, e resultados obtidos através da Modelagem Stricker, linhas traço e ponto vermelhas, para o mapa \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t}	117
Figura 60 – Comparação entre resultados experimentais, linhas contínuas pretas, e resultados obtidos através da Modelagem Stricker, linhas traço e ponto vermelhas, para o mapa Φ' versus η'	118
Figura 61 – Comparação entre resultados experimentais, linhas contínuas pretas, com intervalos de previsão, barras de erro azuis, e resultados obtidos através da Modelagem Stricker, linhas traço e ponto vermelhas, para o mapa Π_{t-t} versus η_{is}	119
Figura 62 – Comparação entre resultados experimentais, linhas contínuas pretas, com intervalos de previsão, barras de erro azuis, e resultados obtidos através da Modelagem Stricker, linhas traço e ponto vermelhas, para o mapa \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t}	120
Figura 63 – Comparação entre resultados experimentais, linhas contínuas pretas, com intervalos de previsão, barras de erro azuis, e resultados obtidos através da Modelagem Stricker, linhas traço e ponto vermelhas, para o mapa Π_{t-t} versus η_{is}	121
Figura 64 – Resultados experimentais e previsões para o mapa de \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t} com enfoque na isorotação $45krev/min$; estando a isorotação de $45krev/min$ representada pela linha tracejada preta para o resultado experimental, com intervalo de previsão do ajuste representado por barras de erro azuis, e linha pontilhada vermelha para a previsão, e o mapa experimental representado pela linha sólida preta e o previsto por linha traço e ponto vermelha para a Modelagem Termodinâmica (a), J&K (b), Stricker (c) e Polinomial (d).	122

Figura 65 – Resultados experimentais e previsões para o mapa de Π_{t-t} versus η_{is} com enfoque na isorotação $45krev/min$; estando a isorotação de $45krev/min$ representada pela linha tracejada preta para o resultado experimental, com intervalo de previsão do ajuste representado por barras de erros azuis, e linha pontilhada vermelha para a previsão, e o mapa experimental representado por linhas sólidas pretas e o previsto por linhas traço e ponto vermelhas para a Modelagem Termodinâmica (a), J&K (b), Stricker (c) e Polinomial (d). . .	123
Figura 66 – Sobreposição dos pontos de operação experimentais, + pretos, com intervalos de previsão, barras de erros azuis, e dos pontos de operação previstos pelos modelos matemáticos, x vermelhos, no mapa de \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t} do compressor.	124
Figura 67 – Sobreposição dos pontos de operação experimentais, + pretos, com intervalos de previsão, barras de erros azuis, e dos pontos de operação previstos pelos modelos matemáticos, x vermelhos, no mapa de Π_{t-t} versus η_{is} do compressor.	125
Figura 68 – Comparação entre os erros relativos observados na previsão de \dot{m}_{corr} durante a validação do observador e a incerteza observada no ajuste do modelo matemático.	131
Figura 69 – Incertezas observadas na validação do observador para a determinação de \dot{m}_{corr}	132
Figura 70 – Comparação entre os erros relativos observados na previsão de Π_{t-t} durante a validação do observador e a incerteza observada no ajuste do modelo matemático.	132
Figura 71 – Comparação entre o desempenho previsto pelo observador e o calculado no pós tratamento de dados sobreposta no mapa de \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t} do compressor.	133
Figura 72 – Comparação entre os erros relativos observados na previsão de η_{is} durante a validação do observador e a incerteza observada no ajuste do modelo matemático.	134
Figura 73 – Comparação entre os erros relativos observados na previsão de η_{is} durante a validação do observador e a incerteza observada no ajuste do modelo matemático com enfoque nas proximidades da incerteza observada no ajuste. . .	135
Figura 74 – Comparação entre o desempenho previsto pelo observador e o calculado no pós tratamento de dados sobrepostos no mapa de Π_{t-t} versus η_{is} do compressor.	135

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Transmissores de pressão empregados na bancada de ensaio a quente de TCs do LabTURBO - CTM.	81
Tabela 2 – Sensores de temperatura empregados na bancada de ensaio a quente de TCs do LabTURBO - CTM.	82
Tabela 3 – Sensor de vazão de ar empregado na bancada de ensaio a quente de TCs do LabTURBO - CTM.	82
Tabela 4 – Sensor de rotação do turbocompressor empregado na bancada de ensaio a quente de TCs do LabTURBO - CTM.	83
Tabela 5 – Acelerômetro empregado na bancada de ensaio a quente de TCs do LabTURBO - CTM.	83
Tabela 6 – Instrumentação adquirida pelo módulo SCXI-1102.	84
Tabela 7 – Instrumentação adquirida pelo módulo SCXI-1530.	85
Tabela 8 – Instrumentação adquirida pelo módulo NI-9212.	85
Tabela 9 – Instrumentação adquirida pelo módulo NI-9205.	86
Tabela 10 – Instrumentação adquirida pelo módulo NI USB 6009.	87
Tabela 11 – Programador de chama empregado na bancada de ensaio a quente de TCs do LabTURBO - CTM.	87
Tabela 12 – Incertezas propagadas na bancada de ensaio a quente de TCs do LabTURBO - CTM para as variáveis calculadas no levantamento de mapas de compressores radiais.	88
Tabela 13 – Informações geométricas do compressor e atmosféricas consideradas para a determinação da rotação máxima do compressor.	89
Tabela 14 – Valores considerados e resultantes para a determinação da rotação máxima do compressor.	90
Tabela 15 – Pontos de operação determinados para o aquecimento da bancada.	91
Tabela 16 – Pontos de operação determinados para o levantamento do mapa para ajuste.	92
Tabela 17 – Pontos de operação adquiridos para a validação em baixas rotações.	105
Tabela 18 – Pontos de operação determinados para o levantamento de pontos para validação dentro da região mapeada.	107
Tabela 19 – Coeficientes do ajuste dos calores específicos.	109
Tabela 20 – Coeficientes do ajuste de ρ	110
Tabela 21 – Coeficientes do ajuste de Ψ_c em função Φ_c	113
Tabela 22 – Coeficientes do ajuste de η_{is} em função Φ_c	115
Tabela 23 – Coeficientes do ajuste de Φ' em função de Ψ	116
Tabela 24 – Coeficientes do ajuste de η' em função de Φ'	118
Tabela 25 – Coeficientes do ajuste de Π_{t-t} em função de \dot{m}_{corr} e M_c	119
Tabela 26 – Coeficientes do ajuste de η_{is} em função de \dot{m}_{corr} e M_c	120

Tabela 27 – Incertezas observadas no ajuste e nas validações a $45krev/min$ para cada Modelagem.	126
Tabela 28 – Tempo registrado para a realização dos cálculos para a previsão do desempenho em 76 pontos de operação para cada Modelagem.	128
Tabela 29 – Variáveis aquisitadas para a previsão do desempenho em cada modelagem. .	128

NOMENCLATURA

Letras Latinas	Unidade
a Coeficiente de ajuste	[-]
A Área da seção transversal	[m^2]
b Coeficiente de ajuste	[-]
BSR Razão de velocidades na ponta da pá, do inglês <i>blade speed ratio</i>	[-]
c_p Calor específico a pressão constante	[$J/kg.K$]
c_v Calor específico a volume constante	[$J/kg.K$]
c Coeficiente de ajuste	[-]
C Componente axial da velocidade absoluta	[m/s]
CF Coeficiente de velocidade	[-]
d Diâmetro da ponta da pá	[m]
D Diâmetro	[m]
ER Erro relativo	[%]
FVCP Fechamento da válvula de contrapressão	[%]
h Entalpia específica	[J/kg]
H Entalpia	[J]
n_R Número de revoluções da árvore de manivelas por deslocamento de potência	[-]
\dot{m} Vazão mássica	[kg/s]
M Número de Mach	[-]
n Número de amostras no campo amostral	[-]
N rotação	[rev/min]
p Pressão	[Pa]
P Potência	[W]
R Constante do ar como gás perfeito	[$J/kg.K$]
sfc Consumo específico de combustível, do inglês <i>specific fuel consumption</i>	[$kg/kW.h$]

t intervalo de tempo	[s]
T Temperatura	[K]
U Velocidade na ponta da pá	[m/s]
v Velocidade	[m/s]
V Volume	[m ³]
Q_{HV} Poder calorífico inferior	[kJ/kg]
W Trabalho	[J]
x Coeficiente de ajuste	[-]
X Variável analisada	[-]
y Coeficiente de ajuste	[-]
z Quantil da distribuição normal	[-]

Letras Gregas	Unidade
γ Coeficiente de expansão adiabática	[-]
η Eficiência	[-]
η' Eficiência adimensionalizada de Stricker <i>et al.</i> (2014)	[-]
ξ Parâmetro de estabilidade térmica	[-]
Π Razão de compressão do compressor e de expansão da turbina	[-]
ρ Densidade	[kg/m ³]
σ Desvio padrão	[%]
Φ Parâmetro adimensional de vazão mássica	[-]
Φ' Parâmetro adimensional de vazão mássica de Stricker <i>et al.</i> (2014)	[-]
Ψ Parâmetro adimensional de carga	[-]
ω Frequência angular	[rad/s]

Subscrições.

0,1 de estagnação a montante do compressor

0,2 de estagnação a jusante do compressor

0,3 de estagnação a montante da turbina

1 de estagnação a montante do compressor

2 de estagnação a jusante do compressor

4 de estagnação a jusante da turbina

a no canal

amb ambiente

alvo alvo

ar de ar

b disponível no eixo

c do compressor

c_p do calor específico a pressão constante

c_v do calor específico a volume constante

c,in indicado por ciclo

c,inb indicado bruto por ciclo

c,inl indicado líquido por ciclo

ccomb de conversão de combustível

comb de combustível

combust do processo de combustão

corr corrigido

ct de conversão térmica

d deslocado

ER do erro relativo

est estimado

f de atrito

fer do observador

h1 do eixo

i índice

in indicado

inb indicado bruto

is isentrópico

j índice

k índice

m mecânica

map mapeado

max máximo

mod modelado

p de bombeamento

P dos produtos

R dos reagentes

t-e total - estática

t-t total - total

t1 da ponta da pá na entrada do rotor

TC do turbocompressor

tot total

v volumétrica

valid validação

X Variável analisada

η da eficiência

Π da razão de compressão

ρ da densidade

Abreviações.

CTM Centro de Tecnologia da Mobilidade;

J&K Jensen & Kristensen;

LabTURBO Laboratório de Ensaio de Turbocompressores;

MCI Motor a combustão interna;

PMI Ponto morto inferior;

PMS Ponto morto superior;

TC Turbocompressor;

UFMG Universidade Federal de Minas Gerais;

VGT Turbina de geometria variável, do inglês *variable geometry turbine*;

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	24
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	27
2.1	Fundamentação teórica	27
2.1.1	Motores a combustão interna	27
2.1.2	Turbocompressor	31
2.2	Estado da arte	42
2.2.1	Previsão de desempenho turbocompressores	43
2.3	Considerações finais	74
3	METODOLOGIA	76
3.1	Aparato experimental	77
3.1.1	Sistemas da bancada	77
3.1.2	Instrumentação	80
3.1.3	Sistema de monitoramento e controle	84
3.2	Determinação das condições de operação do turbocompressor	88
3.2.1	Estimativa da rotação máxima do turbocompressor	89
3.2.2	Aquecimento do banco de ensaio de turbocompressores	91
3.2.3	Determinação dos pontos a serem mapeados	91
3.2.4	Detecção do surge	92
3.2.5	Critério de estabilidade do turbocompressor	92
3.2.6	Levantamento do mapa termodinâmico	93
3.2.7	Medição de pontos de operação para validação	93
3.3	Modelagem matemática do compressor	94
3.3.1	Modelos matemáticos para previsão do desempenho	94
3.3.2	Ajuste e validação dos modelos matemáticos	96
3.3.3	Escolha do modelo matemático	96
3.3.4	Implementação da rotina de validação e ajuste dos modelos matemáticos	97
3.4	Validação do observador	98
3.4.1	Implementação do modelo selecionado em rotina de monitoramento	98
3.4.2	Monitoramento das condições de operação do turbocompressor	101
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	102
4.1	Mapa termodinâmico	102
4.2	Modelagem matemática do compressor	109
4.2.1	Ajuste dos modelos matemáticos do compressor	109
4.2.2	Validação	121
4.2.3	Considerações finais	129

4.3	Supervisor	130
4.3.1	Implementação do observador de TC	130
4.3.2	Validação	130
4.3.3	Considerações finais	136
5	CONCLUSÕES	138
6	TRABALHOS FUTUROS	139
	REFERÊNCIAS	140
	 APÊNDICES	 144
	APÊNDICE A – CÓDIGOS DO PROGRAMA PARA AJUSTE E VA- LIDAÇÃO DO MODELO J&K	145
	APÊNDICE B – CÓDIGO DO OBSERVADOR DE COMPRESSORES RADIAIS DE TURBOCOMPRESSORES AUTOMO- TIVOS	179

1 INTRODUÇÃO

Os motores a combustão interna (MCIs) integram os principais sistemas de propulsão da frota mundial de transporte (SERRANO, 2017). Como consequência, são recorrentes as imposições para o desenvolvimento de motores inovadores, maximizando suas eficiências e, simultaneamente, minimizando os níveis de emissões (ALAGUMALAI, 2014). Apesar da hibridização da frota aparentar ser o futuro dos sistemas de propulsão neste contexto (SORRENTINO; RIZZO; VASCA, 2011), problemas referentes ao armazenamento de energia ainda são obstáculos para esta tecnologia (WONG *et al.*, 2011) (WANG *et al.*, 2019). Por outro lado, maiores aumentos das eficiências de motores a combustão interna ainda podem ser alcançados por tecnologias como injeção de água (BAÊTA *et al.*, 2018), injeção direta de combustível (BAETA *et al.*, 2016), e a turboalimentação (BAÊTA; PONTOPPIDAN; SILVA, 2015).

Tendo seu desenvolvimento rastreado até 1905, os turbocompressores (TCs) têm sido cada vez mais empregados como uma estratégia para aumentar a eficiência energética de MCIs através do aumento da eficiência volumétrica (SCHORN, 2014). Os TCs se destacam como uma tecnologia consolidada, que recupera a energia desperdiçada nos gases de escape para aumentar a pressão e, conseqüentemente, a vazão mássica admitida pelo MCI (HEYWOOD, 2018). Ainda assim, as restrições cada vez mais rigorosas a emissões de gases de efeito estufa, em conjunto com o aumento do desempenho exigido pelos consumidores, impõem um pareamento mais restrito entre TC e MCI e um maior controle nas condições de operação conjunto (De Bellis; BONTEMPO, 2018).

O processo de seleção de um TC a um determinado MCI tem uma grande importância para a eficiência volumétrica deste, impactando diretamente no consumo específico, nos níveis de emissão e, em automóveis, na dirigibilidade (WATSON; JANOTA, 2015). Este processo é denominado *matching*, e é tipicamente realizado com auxílio simulações computacionais através de interpolações de mapas tabelados dos TCs. Estes mapas detalham as condições de operação do TC para determinada rotação e vazão mássica, baseados em dados adquiridos em bancadas de ensaio dedicadas, onde todas as condições de contornos podem ser determinadas (LI *et al.*, 2013).

Contudo, tais mapas tabelados não são apropriados para uso em modelagens orientados ao controle, uma vez que as rotinas de interpolação linear não são continuamente diferenciáveis, o que pode levar a descontinuidades. Ademais, este tipo de modelo não fornece bons resultados para regiões de operação fora da faixa mapeada (MORAAL; KOLMANOVSKY, 1999), como por exemplo nas regiões de baixa rotação do TC e de *surge*. Por fim, mesmo sendo possível calcular o desempenho global de um motor turboalimentado estabelecendo um *match* ideal, o *matching* final sempre será realizado em uma bancada dinamométrica ou na aplicação final (WATSON; JANOTA, 2015).

Para contornar estas dificuldades, têm sido propostas abordagens orientadas ao controle alternativas para a modelagem de TCs. Tais estratégias se baseiam em metodologias de modela-

gens físicas, semi-físicas ou empíricas (TEIXEIRA *et al.*, 2020). Os modelos designados como orientados ao controle replicam a relações de entrada-saída de sistemas a baixo custo computacional e com valores de incerteza adequados ao uso pretendido, requerendo apenas um modelo matemático simplificado que contenha as propriedades relevantes com uma incerteza razoável para determinar os parâmetros de controle (BAHIUDDIN *et al.*, 2017).

Objetivos

Objetivo geral

Este trabalho tem como objetivo principal desenvolver uma ferramenta computacional capaz de determinar o estado termodinâmico de compressores radiais de TCs automotivos durante ensaio de MCI em bancada dinamométrica.

Objetivos específicos

Para alcançar o objetivo geral proposto, é necessário determinar o estado termodinâmico de compressores e apresentar o resultado o mais próximo possível do tempo real, definindo variáveis imensuráveis a partir de variáveis mensuráveis e modelos matemáticos. Assim, tem-se como objetivos específicos:

- Apresentar as metodologias para determinação do estado termodinâmico de compressores;
- Definir as dificuldades associadas à determinação do estado termodinâmico de compressores durante o ensaio de MCIs;
- Definir o conjunto de modelos matemáticos mais adequado para estimar o estado termodinâmico do compressor em um curto intervalo de tempo;
- Apontar qual a instrumentação necessária para o observador estimar o estado termodinâmico do compressor operando em conjunto com o MCI;
- Desenvolver uma instrumentação virtual para apresentar graficamente o estado termodinâmico do compressor a partir de medições.

Este trabalho divide-se em seis capítulos. No primeiro capítulo, apresentam-se uma breve introdução ao objeto de estudo e são anunciados os objetivos deste estudo. No segundo capítulo expõe-se a revisão bibliográfica realizada para este trabalho. Neste capítulo, apresentam-se a fundamentação teórica necessária para a compreensão deste trabalho, discorrendo acerca de definições e da termofluidodinâmica de MCIs e TCs, e a pesquisa realizada no estado da arte na área de modelagem matemática orientada ao controle de TCs. No terceiro capítulo, relata-se a metodologia empregada neste estudo, apresentando o aparato experimental

e a metodologia para o levantamento de mapas empregadas no Laboratório de Turbocompressores (LabTURBO) do Centro de Tecnologia da Mobilidade (CTM), bem como a análise das modelagens matemáticas propostas para emprego no observador de TC e a implementação do modelo mais adequado na rotina computacional proposta. No quarto capítulo apresentam-se os resultados obtidos e as discussões acerca do ajuste e validação dos modelos matemáticos e do observador propostos. No quinto capítulo apresentam-se as conclusões deste trabalho. Por fim, no sexto capítulo apresentam-se sugestões para trabalhos futuros a partir do que foi atingido neste trabalho bem como do observado pelo autor ao longo do desenvolvimento deste projeto.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Fundamentação teórica

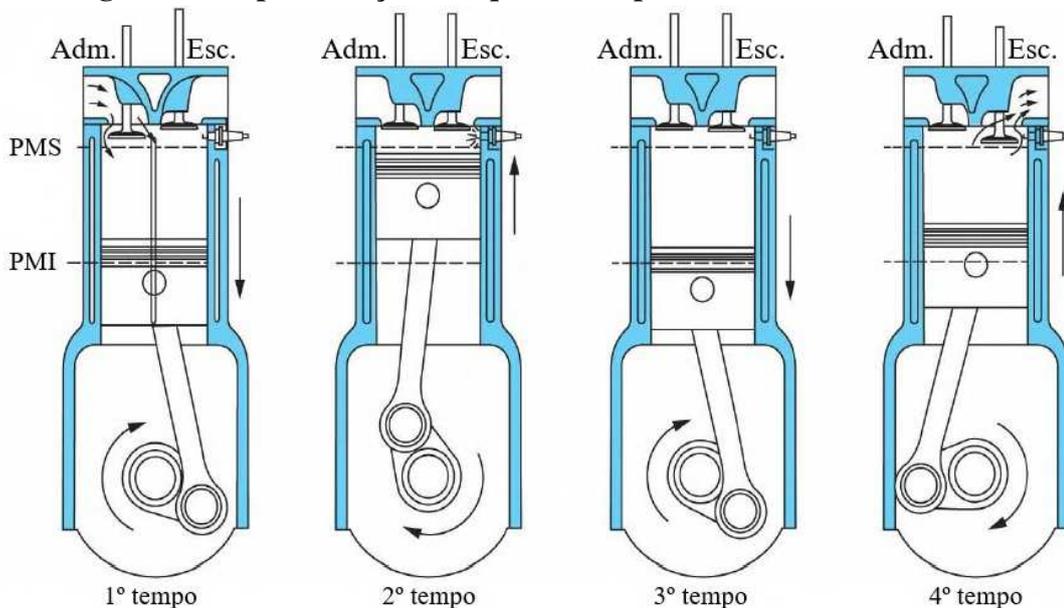
2.1.1 Motores a combustão interna

O propósito dos MCIs é a produção de potência mecânica a partir da oxidação do combustível no interior do motor. Esta potência desejada deriva da transferência de trabalho entre os produtos da combustão do combustível e partes móveis do motor. Devido a sua simplicidade, robustez e alta razão potência/peso, estes motores são vastamente aplicados no setor de transporte e de geração de potência (HEYWOOD, 2018).

Dentre os MCIs se destacam os motores alternativos. Neste tipo de motor, o pistão se move no interior de um cilindro e transmite a potência através de uma biela e de um eixo de manivela. A rotação constante deste eixo de manivelas impõe um movimento cíclico ao pistão, em que este entra em repouso no ponto morto superior (PMS) e no ponto morto inferior (PMI), onde o volume no cilindro é respectivamente mínimo e máximo (HEYWOOD, 2018).

A maioria dos motores alternativos operam no chamado ciclo de quatro tempos. Nele, cada cilindro requer quatro deslocamentos, ou tempos, do pistão para completar a sequência de eventos que produz um tempo com produção de potência. Ambos os motores com ignição por centelha e com ignição por compressão usualmente empregam o ciclo de quatro tempos, representado na Figura 1.

Figura 1 – Representação dos quatro tempos de um MCI alternativo.



Fonte – Adaptado de Heywood (2018), p. 14.

O ciclo de quatro tempos, representado na Figura 1, necessita de duas revoluções da árvore de manivelas para completar um ciclo de cada cilindro, e é composto por:

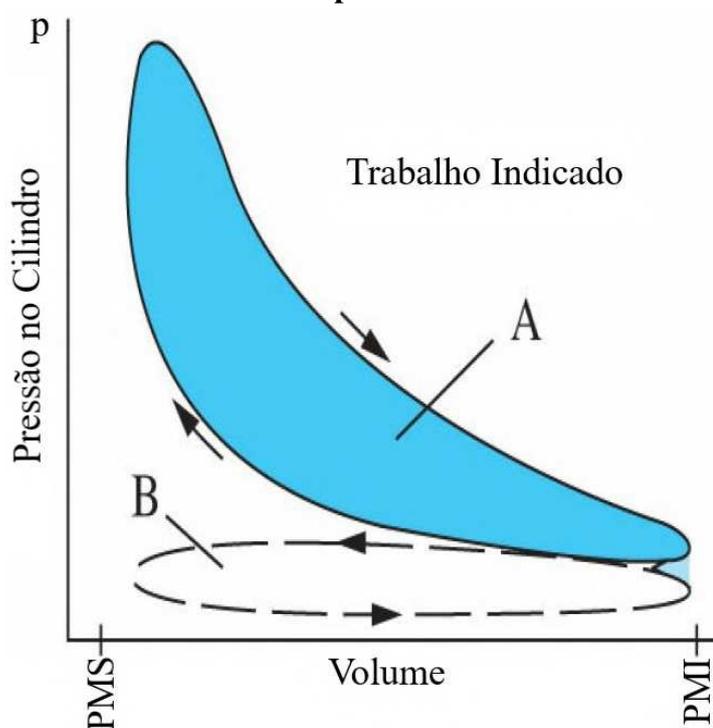
1. **Um tempo de admissão**, que começa no ponto morto superior e termina no ponto morto

inferior, em que o deslocamento do pistão puxa mistura ou ar fresco para dentro do cilindro pela válvula de admissão (HEYWOOD, 2018).

2. **Um tempo de compressão**, em que o pistão se desloca do ponto morto inferior para o ponto morto superior com as válvulas fechadas, reduzindo a carga dentro do cilindro a uma fração do seu volume inicial (HEYWOOD, 2018).
3. **Um tempo de potência**, em que os gases de combustão a alta pressão empurram o pistão do ponto morto superior ao ponto morto inferior e forçam a árvore de manivelas a girar (HEYWOOD, 2018).
4. **Um tempo de exaustão**, instante em que a válvula de escapamento é aberta e os gases de combustão são induzidos a deixar o cilindro primeiramente pela diferença de pressão entre o cilindro e o escapamento e em seguida pelo deslocamento do pistão do ponto morto inferior ao ponto morto superior (HEYWOOD, 2018).

Dados de pressão no cilindro ao longo do ciclo de operação podem ser usados para estimar a transferência de trabalho entre o fluido de trabalho e o pistão (HEYWOOD, 2018). A pressão no cilindro, p , e o volume correspondente, v , do cilindro ao longo do ciclo de quatro tempos para um motor que admite ar a pressão atmosférica, chamado de motor naturalmente aspirado, pode ser plotado em um diagrama $p - V$ como ilustrado na Figura 2.

Figura 2 – Diagrama $p - V$ de um motor com ciclo em quatro tempos naturalmente aspirado.



Fonte – Adaptado de Heywood (2018), p. 98.

O trabalho indicado produzido por cilindro em um ciclo completo, $W_{c,in}$, é dado pela área interna do contorno do ciclo termodinâmico dado pelo diagrama:

$$W_{c,in} = \oint p dV \quad (1)$$

Como retratado na Figura 2, a rotação correspondente a troca de gases no motor operando em ciclos de quatro tempo gera uma ambiguidade na aplicação da Equação 1, o que resulta em duas definições de trabalho fornecido sendo empregadas:

- Trabalho indicado bruto por ciclo $W_{c,ing}$. É o trabalho transferido ao pistão apenas ao longo dos deslocamentos de compressão e expansão.
- Trabalho indicado líquido por ciclo $W_{c,inl}$. É o trabalho transferido ao pistão ao longo de todo o ciclo de quatro tempos.

Na Figura 2, $W_{c,ing}$ está representado pela área A, enquanto $W_{c,inl}$ é representado pela área A menos a área B. A área B representa a transferência de trabalho entre o pistão em os gases durante a troca de gases do motor e é chamada de trabalho de bombeamento W_p . O trabalho de bombeamento se dá do pistão para os gases quando pressão durante a admissão for menor que a pressão durante a exaustão, sendo esta a situação nos motores naturalmente aspirados. Contudo, caso pressão de exaustão seja menor que a pressão durante a admissão, o trabalho de bombeamento se dará dos gases para o pistão, como é o caso de motores sobrealimentados em plena carga (HEYWOOD, 2018).

A potência indicada por cilindro, P_{in} , é correlacionada ao trabalho indicado por ciclo através da Equação 2:

$$P_{in} = \frac{W_{c,in} * N}{n_R} \quad (2)$$

sendo n_R o número de revoluções da árvore de manivelas por deslocamento de potência, 2 para motores quatro tempos, e N a rotação do MCI. Esta potência indicada difere da potência disponível no eixo P_b por considerar a potência absorvida para vencer o atrito nas partes móveis, a potência necessária para acionar os acessórios do motor e, para a potência bruta indicada P_{inb} , a potência de bombeamento, agrupadas como potência de atrito P_f . Quantidades indicadas são empregadas principalmente para identificar o impacto dos processos de compressão, combustão e expansão no desempenho do MCI. Portanto, a potência bruta indicada é a definição mais apropriada, representando a soma do trabalho útil disponível no eixo e o trabalho necessário para vencer todas as perdas no motor, como representado na Equação 3 (HEYWOOD, 2018):

$$P_{ig} = P_b + P_f \quad (3)$$

A razão entre P_b e P_{inb} , representada na Equação 4, é chamada de eficiência mecânica do MCI, η_m :

$$\eta_m = \frac{P_b}{P_{inb}} = 1 - \frac{P_f}{P_{inb}} \quad (4)$$

Uma vez que a potência de atrito inclui a potência necessária para bombear o gás no motor, a eficiência mecânica depende da posição da borboleta, do projeto do motor e de sua rotação (HEYWOOD, 2018).

O consumo de combustível é usualmente medido através da vazão mássica de combustível \dot{m}_{comb} . Uma forma mais útil de apresentar o consumo é através do consumo específico de combustível sfc . Contudo, este parâmetro também possui unidades. Uma forma mais fundamental e adimensional de correlacionar a potência de um motor com o seu consumo de combustível é através da eficiência de conversão de combustível, η_{ccomb} , descrita pela Equação 5:

$$\eta_{ccomb} = \frac{W_c}{\dot{m}_{comb} Q_{HV}} = \frac{P}{\dot{m}_{comb} Q_{HV}} = \frac{1}{sfc Q_{HV}} \quad (5)$$

A eficiência de conversão de combustível representa a razão entre a potência produzida por ciclo, P , e a quantidade de energia em forma de combustível, representado por \dot{m}_{comb} em conjunto com o poder calorífico inferior Q_{HV} , fornecida por ciclo (HEYWOOD, 2018).

Salienta-se que a energia fornecida ao motor em forma de combustível não é completamente liberada como energia térmica no processo de combustão, uma vez que o processo de combustão real é incompleto. A eficiência do processo de combustão $\eta_{combust}$ pode ser expressada como a fração entre a liberação de energia química líquida e a energia fornecida, representada na Equação 6

$$\eta_{combust} = \frac{H_R(T_{amb}) - H_P(T_{amb})}{\dot{m}_{comb} Q_{HV}} \quad (6)$$

onde H representa a entalpia e os subscritos R e P representam respectivamente os reagentes e os produtos, e T_{amb} representa a temperatura ambiente (HEYWOOD, 2018).

Outra forma de determinar $\eta_{combust}$ é através do uso da energia química que é removida do motor pelos produtos combustíveis da combustão incompleta, representado pela Equação 7

$$\eta_{combust} = 1 - \frac{\sum_i x_i Q_{HV_i}}{[\dot{m}_{comb}/(\dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb})] Q_{HV}} \quad (7)$$

onde x_i e Q_{HV_i} representam respectivamente as frações mássicas e o poder calorífico inferior de cada composto químico combustível nos gases de escape e \dot{m}_{ar} representa a vazão mássica de ar (HEYWOOD, 2018).

Algumas vezes é útil a separação dos efeitos da combustão incompleta através da definição de um parâmetro de uma eficiência que correlacione o trabalho real produzido por ciclo com a quantidade de energia liberada na oxidação do combustível. Esta eficiência de conversão térmica, η_{ct} , é definida pela Equação 8:

$$\eta_{ct} = \frac{W_c}{H_R(T_{amb}) - H_P(T_{amb})} = \frac{W_c}{\eta_{combust} \dot{m}_{comb} Q_{HV}} = \frac{\eta_{ccomb}}{\eta_{combust}} \quad (8)$$

O sistema de admissão (filtro de ar, borboleta, coletor de admissão, pórtilo de admissão e válvula de admissão) restringe a quantidade de ar que um motor de dado deslocamento pode

induzir. O parâmetro usado para mensurar a efetividade do processo de admissão de um MCI de quatro tempos é a eficiência volumétrica η_v . Este parâmetro é definido como a razão entre a vazão volumétrica no sistema de admissão, ou razão entre a vazão mássica de ar, \dot{m}_{ar} , e a densidade do ar, $\rho_{ar,i}$, e a taxa de deslocamento volumétrico do pistão, representado pelo produto entre volume deslocado pelo pistão V_d e a rotação da árvore de manivelas do MCI N , como mostrado pela Equação 9 (HEYWOOD, 2018):

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_{ar}}{\rho_{ar,i}V_dN} \quad (9)$$

Na Equação 9, as condições atmosféricas podem ser consideradas para a determinação de $\rho_{ar,i}$, o que resulta em η_v representando o desempenho de bombeamento de todo o sistema de admissão. Por outro lado, as condições do ar no coletor de admissão podem ser consideradas para a determinação de $\rho_{ar,i}$, situação a qual η_v representa o desempenho apenas dos pórticos e das válvulas (HEYWOOD, 2018).

Combinando as Equações 5 e 9 e empregando a razão entre \dot{m}_{comb} e \dot{m}_{ar} , a relação entre parâmetros de operação do MCI pode ser descrita através da Equação 10:

$$P = \frac{\eta_{ccomb}\eta_vNV_dQ_{HV}\rho_{ar,i}(\dot{m}_{comb}/\dot{m}_{ar})}{2} \quad (10)$$

Como ressaltado por Heywood (2018), esta relação ilustra a importância dos seguintes fatores no desempenho dos MCI:

1. Alta eficiência de conversão de combustível.
2. Alta eficiência volumétrica.
3. O aumento da potência para determinado deslocamento através do aumento da densidade do ar.
4. A maior razão combustível/ar que pode ser utilmente oxidada pelo MCI.

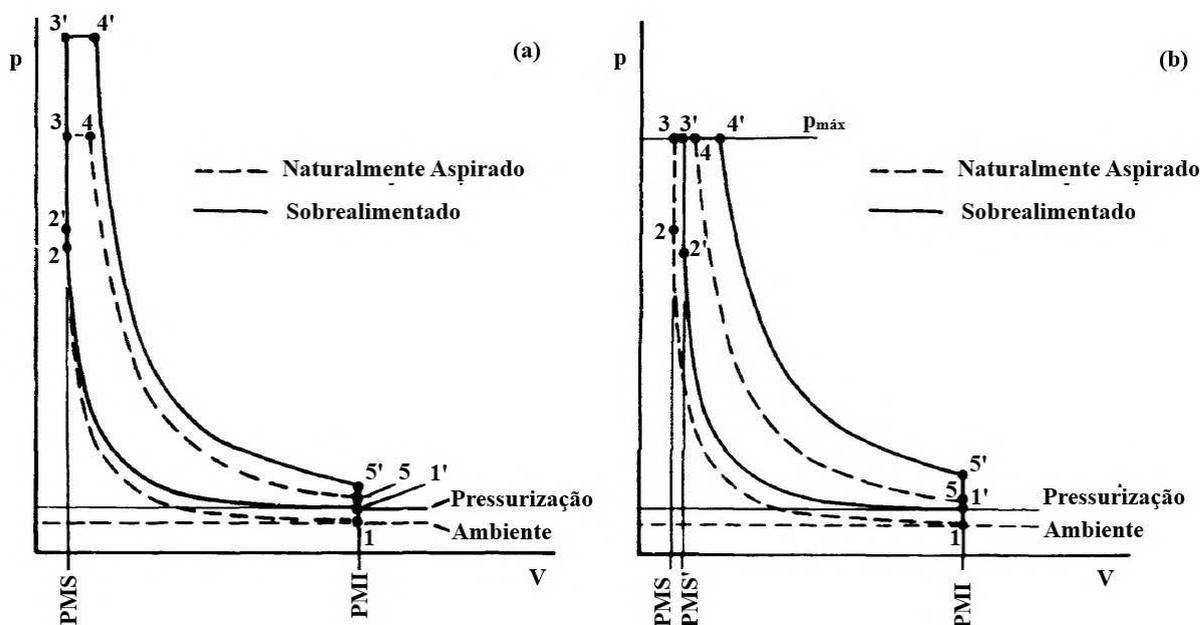
A transferência de trabalho ao pistão por ciclo, que controla a potência que o motor pode fornecer, depende da quantidade de combustível oxidado por cilindro por ciclo; o que, por sua vez, depende da quantidade de ar fresco admitido em cada ciclo. Assim, o aumento da densidade do ar na admissão pelo motor aumenta a potência máxima que um motor de determinado deslocamento volumétrico pode produzir (HEYWOOD, 2018).

2.1.2 Turbocompressor

O termo sobrealimentação refere-se ao aumento da densidade do ar, ou mistura, supracitado pelo aumento da pressão a montante do cilindro do MCI (HEYWOOD, 2018). Inicialmente desenvolvido objetivando o aumento da potência fornecida pelo MCI, a sobrealimentação tem sido empregada visando ao aumento da eficiência energética deste através principalmente do

aumento da eficiência volumétrica do MCI (WATSON; JANOTA, 2015). Os efeitos da sobrealimentação no aumento de potência de MCIs estão representados nos diagramas $p-V$ de ciclos combinados ideais expostos na Figura 3.

Figura 3 – Efeitos da sobrealimentação no diagrama $p - V$ ciclos combinados de MCI quando mantendo fixo o volume no PMS (a) e a pressão máxima no cilindro (b).



Fonte – Adaptado de WATSON e JANOTA, 2015, p. 2,3.

O trabalho bruto produzido pelo MCI naturalmente aspirado é representado pela área 1-2-3-4-5-1, enquanto o trabalho de um MCI sobrealimentado é representado pela área 1'-2'-3'-4'-5'-1' no diagrama $p-V$ representado na Figura 3 (a). O ciclo sobrealimentado começa a uma pressão maior no ponto 1'. A maior quantidade de combustível consumida em ciclos reais de motores sobrealimentados devido a maior massa de ar disponível é representada no diagrama do ciclo combinado pela maior energia transferida na forma de calor a volume constante, entre os pontos 2'-3', e a pressão constante, entre os pontos 3'-4'. Isso faz com que a potência fornecida seja maior, representada pela maior área do diagrama, ao passo que a pressão máxima no cilindro também aumenta consideravelmente. Tal aumento de pressão é um fator limitante caso o MCI não tenha sido projetado para ser sobrealimentado, uma vez que o motor pode não suportar os estresses resultantes (WATSON; JANOTA, 2015).

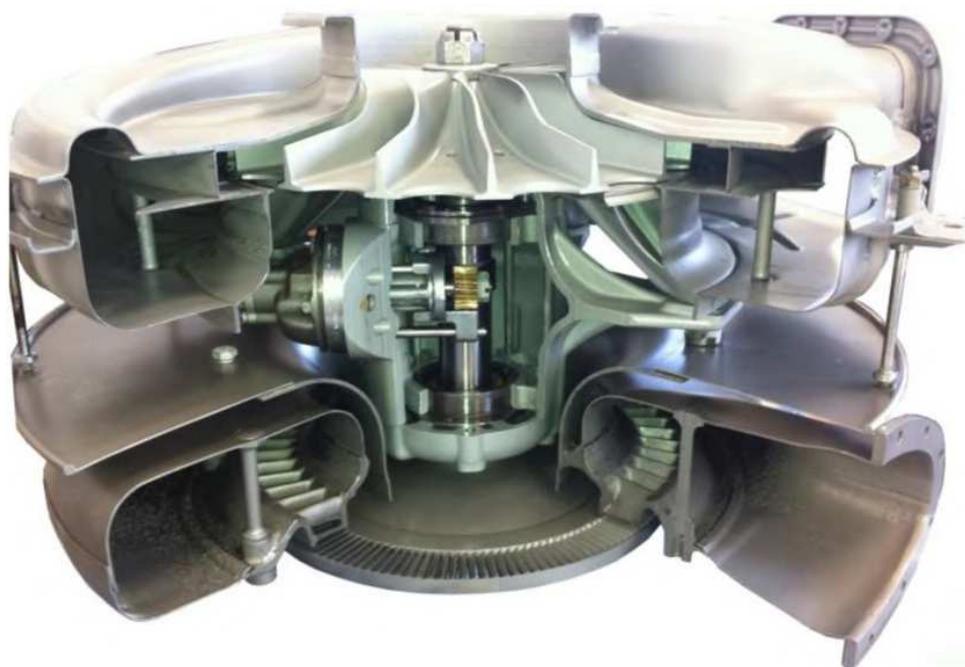
Esta pressão máxima no cilindro pode ser controlada através da redução da razão de compressão do MCI. Se a nova razão de compressão for adequada, a pressão máxima pode atingir valor equivalente ao observado em motores naturalmente aspirados, como representado na Figura 3 (b). Ainda assim, a potência produzida é maior do que em no motor naturalmente aspirado (WATSON; JANOTA, 2015).

Três métodos básicos são empregados para sobrealimentar um MCI: a sobrealimentação mecânica, onde um compressor é ligado mecanicamente ao MCI; a sobrealimentação por TCs, em que a compressão desejada é realizada por um conjunto compressor-turbina ligado por um

eixo compartilhado é acoplado termodinamicamente ao MCI; e a sobrealimentação por ondas de pressão, que emprega efeitos de onda dos sistemas de admissão e escapamento para comprimir a mistura admitida (HEYWOOD, 2018).

O princípio do desenvolvimento de TCs data do início do século XX. Em 1917, o professor francês Rateau desenvolveu o primeiro TC, empregando uma turbina axial derivada de seus conhecimentos com turbinas a vapor para acionar um compressor centrífugo. A partir de então, a turbina axial foi aprimorada quanto a temperatura de operação e desempenho, e continua sendo amplamente aplicada na sobrealimentação de MCIs de grande porte. Na Figura 4 está apresentado um TC com turbina radial desenvolvido pela GE e produzido pela Ford para uso em motores aeronáuticos. Desde o princípio do desenvolvimento dos TCs, turbinas de múltiplas entradas, como chamadas na patente de Büchi em 1925, foram aplicadas para aproveitar os efeitos de pulsos do escapamento para melhoria do desempenho do MCI a baixas rotações e em operação transiente (SCHORN, 2014).

Figura 4 – Corte de um Ford Turbosupercharger utilizado em motores aeronáuticos entre 1942-1944.

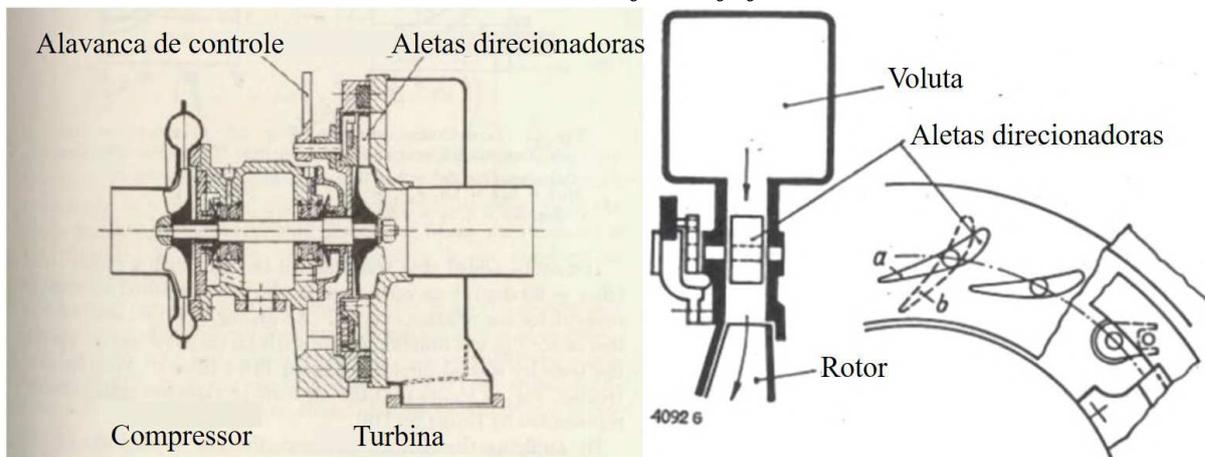


Fonte – Adaptado de Schorn (2014).

Entre 1936 e 1945, a turbina radial para substâncias gasosas foi proposta e implementada em TCs de menores portes, principalmente devido à complexidade e custo reduzidos. Turbinas de geometria variável, abreviado no inglês para VGT, foram projetadas e construídas desde o início do desenvolvimento de TCs com turbinas radiais. Contudo, estes protótipos não entraram em produção. Uma VGT primitiva de pequeno porte foi projetada, construída e testada pela *Deutsche Versuchsanstalt für Luft-fah*, Instituto Alemão de Pesquisa Aeronáutica, em Berlim no ano de 1943. Na Figura 5 estão apresentados desenhos esquemáticos desta VGT. Após a segunda guerra mundial, a empresa alemã *Württembergische Metallwaren Fabrik* desenvolveu

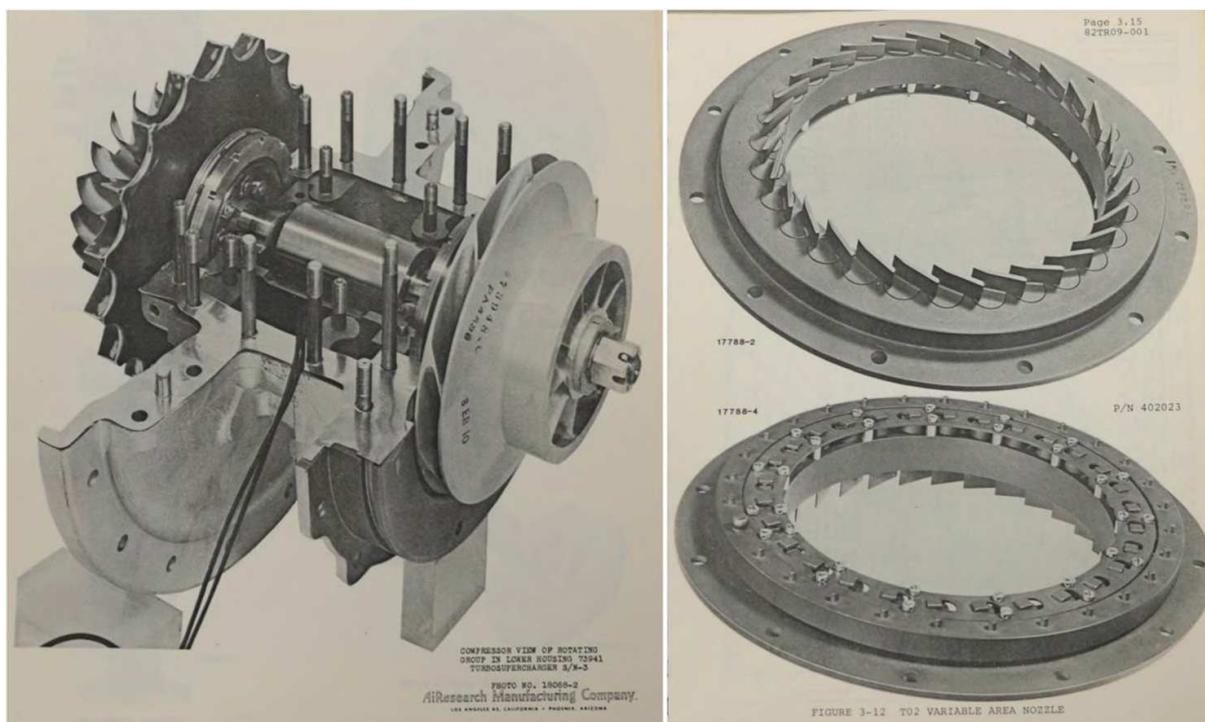
o primeiro TC pequeno com turbina radial, usando mancais internos e aletas direcionadoras fixas e móveis (SCHORN, 2014).

Figura 5 – Desenhos esquemáticos da VGT radial desenvolvida pela *Deutsche Versuchsanstalt für Luft-fah.*



Fonte – Adaptado de Schorn (2014).

Figura 6 – Um dos primeiros modelos de TC desenvolvidos pela Garrett, T02, e mecanismo de aletas direcionadoras da variante VGT.



Fonte – Adaptado de Schorn (2014).

A Garrett tem estado na vanguarda da inovação de TCs e foi usada por Schorn (2014) para listar os maiores marcos do desenvolvimento de TCS. A Garrett iniciou a produção de TCs em 1950 e entregou o primeiro modelo com turbina radial à Caterpillar em 1954. Uma versão VGT foi desenvolvida em paralelo e testes foram realizados em 1955, mas foi abandonado devido ao custo, desempenho e complexidade. Na Figura 6 estão apresentados a carcaça central

de um dos primeiros modelos de TCs desenvolvidos pela Garrett e o mecanismo de aletas direcionadoras da variante VGT. Até 1963 turbinas de múltiplas entradas, similares às variantes axiais, eram empregadas em poucos segmentos. A patente de uma turbina com entrada dupla para turbinas radiais foi registrada pela Garrett em agosto de 1963 e os TCs entraram em produção no mesmo ano na Caterpillar. A partir de 1983 diferentes versões de VGTs de baixo volume foram introduzidas antes que a produção em massa fosse iniciada em 1995. A produção em massa de TCs com rolamentos e de turbina axial de pequeno porte podem ser colocados na lista, segundo Schorn (2014).

O objetivo inicial do TC foi aumentar a potência fornecida por volume deslocado pelo MCI através do aumento da densidade do ar admitido, como explicitado pela Equação 10. No entanto, o emprego da turboalimentação também promove o aumento de eficiências do MCI (WATSON; JANOTA, 2015).

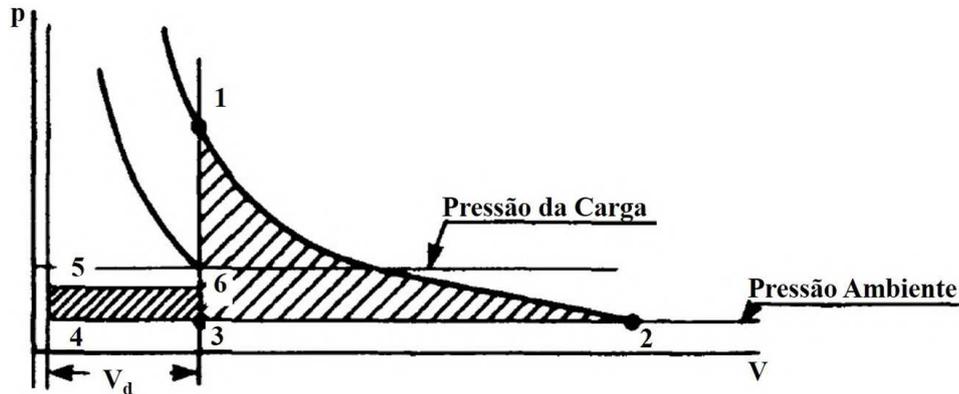
Levando em consideração um MCI com aspiração natural e um MCI similar turboalimentado que possui o dobro da potência indicada, as perdas por atrito serão equivalentes para ambos os motores, visto que tais perdas são dependentes da rotação do MCI, e não da carga (WATSON; JANOTA, 2015). Ou seja, de acordo com a Equação 4, o MCI turboalimentado apresenta uma eficiência mecânica maior que aquele naturalmente aspirado.

Adicionalmente, a partir da Equação 3, é possível concluir que a potência líquida do MCI turboalimentado é maior que o dobro da potência de eixo do motor naturalmente aspirado. Ainda assim, o motor turboalimentado consome o dobro da quantidade de combustível do motor naturalmente aspirado (WATSON; JANOTA, 2015). Assim, o MCI turboalimentado apresenta um menor consumo específico e, conseqüentemente de acordo com a Equação 5, uma maior eficiência de conversão de combustível.

Por fim, como apontado por Watson e Janota (2015), se o TC permitir que a pressão no sistema de admissão exceda a pressão no coletor de escapamento, o processo de bombeamento do MCI passará a produzir trabalho, ao invés de consumir trabalho produzido na combustão, o que representa um pequeno mas significativo acréscimo de trabalho. Não obstante, este aumento da pressão de admissão implica em uma maior vazão mássica de ar do MCI turboalimentado em comparação ao naturalmente aspirado. Considerando as condições atmosféricas para a Equação 9, o MCI turboalimentado apresenta maior eficiência volumétrica.

Na sobrealimentação com TCs, um esforço é feito para usar a energia dos gases de escape para acionar o compressor. Assim, ao invés de extrair o trabalho necessário para o compressor do trabalho indicado do motor, faz-se uso de parte da energia que estaria sendo desperdiçada para a atmosfera. A energia disponível nos gases de escape, representada no diagrama p-V representado na Figura 7, consiste da energia liberada através da expansão adiabática reversível da condição 1 para a pressão ambiente no ponto 2 no processo de *blow-down*, área 1-2-3, e o trabalho executado pelo pistão em deslocar o restante dos gases de escape, área 3-4-5-6 (WATSON; JANOTA, 2015).

Figura 7 – Trabalho disponível no processo de exaustão ideal



Fonte – Adaptado de WATSON e JANOTA, 2015, p. 5.

No compressor, o ar atmosférico é comprimido para uma determinada vazão mássica. A razão entre a pressão de estagnação a jusante do compressor e a pressão de estagnação a montante do compressor, chamada de razão de compressão total-total e tendo como símbolo Π_{t-t} , é determinada pela Equação 11 (WATSON; JANOTA, 2015):

$$\Pi_{t-t} = \frac{p_{0,2}}{p_{0,1}} \quad (11)$$

em que $p_{0,i}$ representa a pressão de estagnação e o índice $i = 1, 2$ representa respectivamente os pontos a montante e a jusante do compressor. A vazão mássica corrigida \dot{m}_{corr} é determinada pela Equação 12:

$$\dot{m}_{corr} = \dot{m} * \frac{\sqrt{T_{0,1}/298,15}}{p_{0,1}/100} \quad (12)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica medida e $T_{0,1}$ é a temperatura de estagnação a montante do compressor.

A pressão estática no ponto i , p_i , de um escoamento em um duto é aquela mensurada perpendicularmente à superfície da parede. Já a pressão de estagnação, $p_{0,i}$, que representa a pressão que será registrada se o fluido for levado ao repouso isentropicamente em uma medição realizada no sentido do escoamento, é determinada pela Equação 13 (WATSON; JANOTA, 2015):

$$p_{0,i} = p_i * \left(\frac{T_{0,i}}{T_i} \right)^{\frac{\gamma_i}{\gamma_i - 1}} \quad (13)$$

em que γ é o coeficiente de expansão adiabática do ar.

Semelhantemente, a temperatura estática no ponto i , T_i , é a temperatura do escoamento livre. Por outro lado, a temperatura de estagnação, $T_{0,i}$, é a temperatura que será mensurada ao trazer o gás ao repouso através de uma medição realizada no sentido do escoamento, sendo

determinada pela Equação 14 (WATSON; JANOTA, 2015):

$$T_{0,i} = T_i + \frac{v_i^2}{2(c_{p,i})} \quad (14)$$

em que $c_{p,i}$ é o calor específico a pressão constante no ponto i e v_i é a velocidade do escoamento no ponto i , determinada pela Equação 15

$$v_i = \frac{\dot{m}_i}{\rho_i * A_i} \quad (15)$$

onde A_i é a área da seção transversal e ρ_i é a densidade no ponto i , sendo esta determinada pela Equação 16

$$\rho = \frac{p_i}{R_i * T_i} \quad (16)$$

em que R_i é a constante do ar como gás perfeito.

A eficiência isentrópica de um compressor, η_{is} , na compressão do ar atmosférico pode ser determinada pela razão entre o trabalho necessário na compressão adiabática ideal, \dot{W}_{is} , e o trabalho real para atingir a mesma razão de compressão, \dot{W} (WATSON; JANOTA, 2015):

$$\eta_{is} = \frac{\dot{W}_{is}}{\dot{W}} \quad (17)$$

Desconsiderando a transferência de calor, o trabalho no compressor pode ser representado por (WATSON; JANOTA, 2015):

$$-\dot{W} = \dot{m}(h_{0,2} - h_{0,1}) \quad (18)$$

em que \dot{m} representa a vazão mássica no compressor e $h_{0,i}$ representa a entalpia específica de estagnação no ponto i . Para um gás semi-perfeito, c_p é função apenas da temperatura, resultando na expressão:

$$c_p = \frac{dh}{dT} \quad (19)$$

Substituindo a Equação 19 na Equação 18, obtém-se:

$$-\dot{W} = \dot{m}c_p(T_{0,2} - T_{0,1}) \quad (20)$$

Substituindo a Equação 20 na Equação 17 para o trabalho isentrópico e real, obtém-se:

$$\eta_{is} = \frac{T_{s0,2} - T_{0,1}}{T_{0,2} - T_{0,1}} \quad (21)$$

em que $T_{s0,2}$ representa a temperatura final no ar no processo de compressão isentrópico.

Para a compressão isentrópica, a pressão e a temperatura estão relacionadas pela expressão (WATSON; JANOTA, 2015):

$$\frac{p_{0,2}}{p_{0,1}} = \Pi_{t-t} = \frac{T_{s0,2}^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}{T_{0,1}} \quad (22)$$

Por fim, substituindo a Equação 22 na Equação 21, η_{is} é determinada pela Equação (WATSON; JANOTA, 2015):

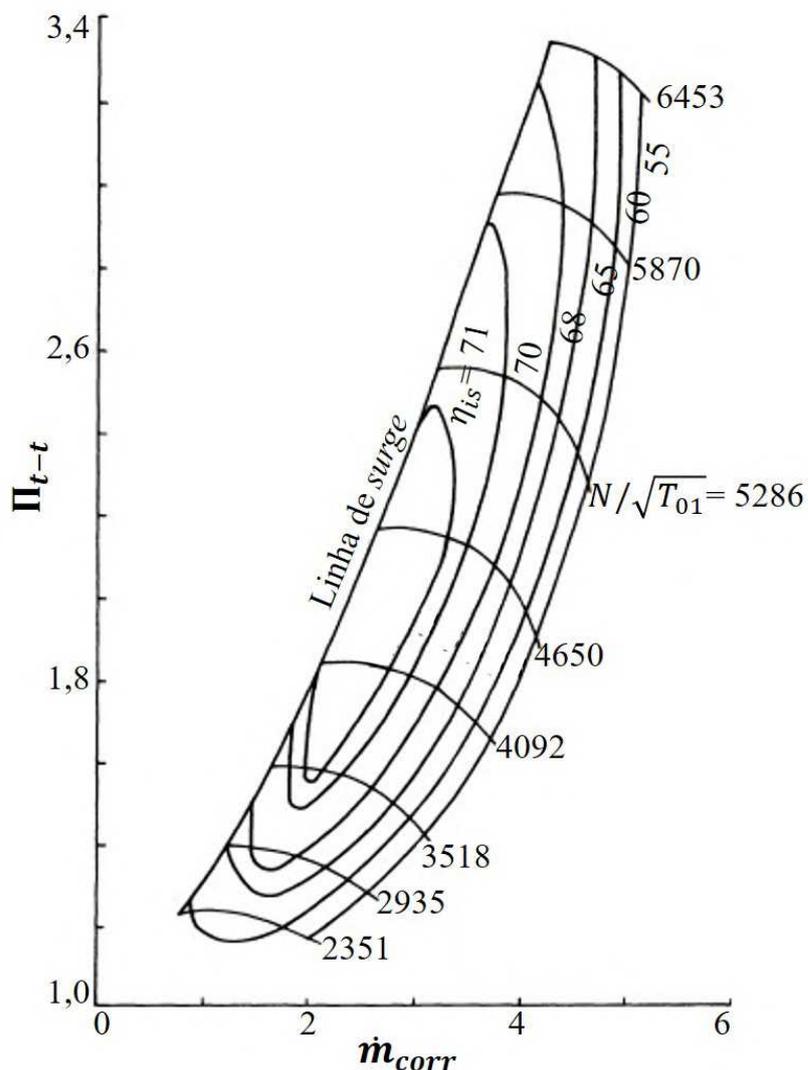
$$\eta_{is} = \frac{T_{0,1} * (\Pi_{t-t}^{\frac{\gamma_1-1}{\gamma_1}} - 1)}{T_{0,2} - T_{0,1}} \quad (23)$$

em que γ_1 é a razão entre os calores específicos a montante do compressor.

De acordo com Watson e Janota (2015), os valores característicos de desempenho do compressor, Π_{t-t} , \dot{m}_{corr} e η_{is} , são plotados em termos de Π_{t-t} versus \dot{m}_{corr} para linhas de rotação constante, denominadas isorotações. Ainda, contornos de η_{is} constante são sobrepostos. Na Figura 8 está representado um mapa típico de um compressor. Existem essencialmente três áreas no mapa do compressor. A região central é a zona de operação estável. Esta área é separada da região de operação instável pela linha de *surge*. O detalhamento do fenômeno de *surge* foge ao escopo deste trabalho, mas Watson e Janota (2015) o descreve brevemente como um ponto de operação em que se inicia uma reversão local do escoamento nas camadas limites quando \dot{m}_{corr} do compressor é reduzida mantendo Π_{t-t} constante. Neste ponto, observa-se a redução de η_{is} mas não necessariamente na instabilidade de operação do compressor. Se houver maior redução de \dot{m}_{corr} , no entanto, a reversão completa do escoamento ocorrerá, reduzindo o gradiente de pressão até que um novo regime de escoamento estável com menor valor de Π_{t-t} seja atingido. Então, \dot{m}_{corr} irá aumentar novamente até que a condição de operação instável seja atingida e, conseqüentemente, o escoamento instável continuará em uma frequência fixa. Apesar do fenômeno de *surge* ser muito mais complexo, esta descrição é o suficiente para deixar claro que o compressor não deve ser submetido a operar na região a esquerda da linha de *surge*.

Já a área à direita no mapa do compressor é associada a velocidades elevadas do escoamento, levando ao entupimento na menor área de seção transversal do escoamento no equipamento devido ao se atingir a velocidade do som neste ponto. Maiores \dot{m}_{corr} só podem ser alcançados com maiores N_{TC} , e esta vazão adicional é limitada pela capacidade da área difusor do compressor em aceitar o escoamento. Quando ocorre o entupimento do difusor, N_{TC} pode ser aumentado consideravelmente sem que haja aumento significativo de \dot{m}_{corr} . A área de operação mais eficiente usualmente se encontra no centro da zona de operação estável. Na prática, ela tende a ficar em uma área aproximadamente paralela à linha de surge em compressores sem aletas direcionadoras e bem próximas à linha de surge em compressores com aletas direcionadoras, como ilustrado na Figura 8 (WATSON; JANOTA, 2015).

Figura 8 – Mapa convencional de um compressor.



Fonte – Adaptado de Watson e Janota (2015), p. 33.

O procedimento para o ensaio para levantamento de mapas de compressores é padronizado por normas internacionais, como a SAE J1723 e SAE J1826 e a ISO 5389:2005, onde requisitos para a instalação, condições durante o teste e apresentação dos resultados são standardizados. Estes ensaios são realizados com o intuito de medir as razões de pressão, sendo a razão de compressão total-total para o compressor e a razão de expansão total-estática para a turbina, e a vazão mássica corrigida do compressor e da turbina em todo o regime de rotações de operação. Estas três variáveis são dependentes entre si, conseqüentemente, o controle do ponto de operação através de duas delas impõe o valor da terceira. O controle da isorotação é realizado através da entalpia fornecida à turbina pelos gases de combustão produzidos pela bancada de ensaios de turbocompressores. Em cada isorotação, pontos de operação são mensurados variando a vazão mássica através do compressor. Este controle da vazão mássica é alcançado através do fechamento gradual da válvula de contrapressão no final do elo do compressor.

Para a realização do ensaio de levantamento do mapa de TCs, é importante o conhecimento prévio da rotação máxima de operação do TC. Esta informação é relevante tanto para a

determinação do protocolo de aquecimento da bancada quanto para o planejamento do ensaio de levantamento do mapa. Em ambos os casos, as rotações são calculadas em função da rotação máxima do TC. Uma abordagem para a estimar a rotação máxima de operação do TC é correlacionar o número de MACH nos canais do compressor, M_a , apresentado na Equação 24, com o número de MACH na entrada do compressor, M_1 , apresentado na Equação 27. Para tal, define-se previamente um valor de MACH máximo admissível inferior à condição de entupimento, que ocorre quando o escoamento atinge velocidade sônica, e a velocidade do escoamento no canal, v_a , é determinada através da Equação 24 (WATSON; JANOTA, 2015):

$$M_a = \frac{v_a}{\sqrt{\gamma RT_a}} \quad (24)$$

em que T_a é a temperatura no canal em K. A partir da velocidade do escoamento estimada, a vazão mássica de ar no canal, \dot{m}_a , pode ser determinada pela Equação 25:

$$v_a = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a A_a} \quad (25)$$

em que ρ_a é a densidade do ar no canal e A_a é a área do canal.

Considerando a vazão mássica do compressor, \dot{m} , equivalente à vazão mássica do canal multiplicada pelo número de canais, a componente axial da velocidade absoluta do ar entrando no rotor, C_{a1} , pode ser determinada pela Equação 26:

$$\dot{m} = \frac{\pi}{4} (D_{t1}^2 - D_{h1}^2) C_{a1} \rho_1 \quad (26)$$

onde D_{t1} e D_{h1} são respectivamente os diâmetros da ponta e do eixo e ρ é a densidade do ar na entrada do rotor. Por fim, a rotação do TC em rev/s , ω , pode ser definida através da Equação 27:

$$M_1 = \sqrt{\frac{C_{a1}^2 + (\pi D_{t1} \omega)^2}{\gamma RT_1}} \quad (27)$$

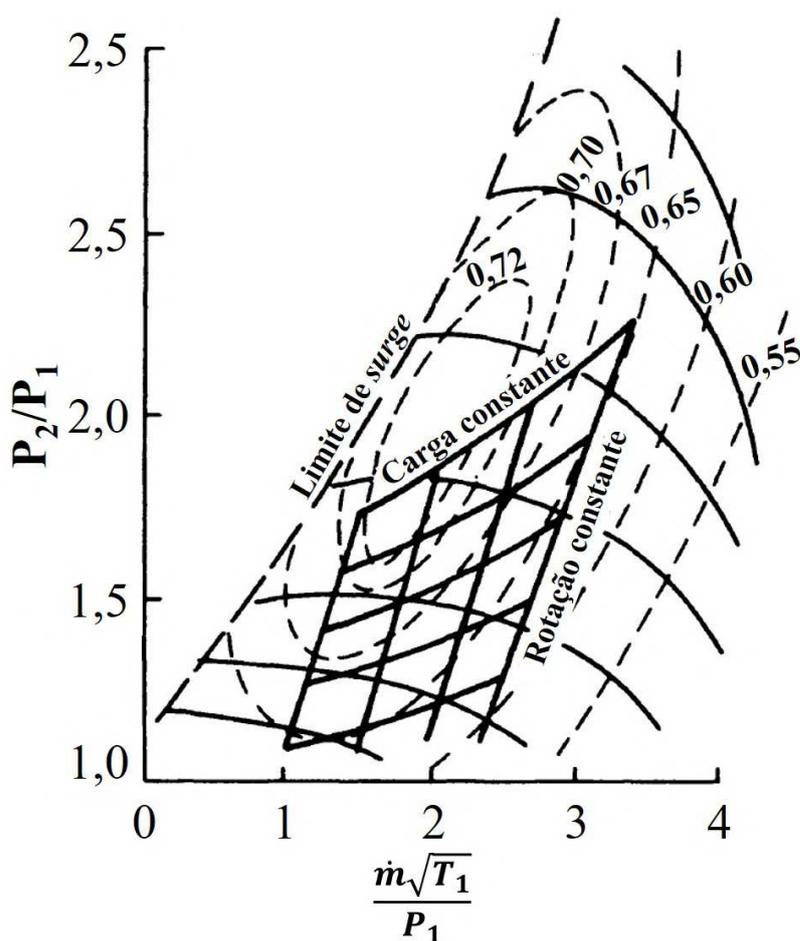
Em um primeiro momento, pode ser considerado que a contrapressão criada pela turbina pode deteriorar o processo de exaustão dos cilindros e reduzir o potencial ganho de potência de eixo. No entanto, o processo de bombeamento será beneficiado se o TC for eficiente o bastante para aumentar a pressão de admissão acima da pressão de exaustão do MCI (WATSON; JANOTA, 2015).

O processo de seleção de um TC para determinado MCI, visando garantir o melhor desempenho global do conjunto, é denominado *matching*. Tal seleção é mais complexa para MCIs automotivos devido à grande faixa de rotações e cargas as quais o motor está sujeito. Como TCs não operam na região de máxima eficiência isentrópica do compressor durante toda faixa de operação do motor, uma tolerância deve ser considerada, governada pelo regime de operação ao qual o MCI será submetido. O desempenho do MCI é tipicamente limitado pela pressão máxima no cilindro e pela temperatura do escapamento, além dos níveis aceitáveis de emissões. Por outro lado, há um limite de segurança na rotação do TC e na temperatura na

entrada da turbina. Dependendo da aplicação do MCI, alguns ou todos estes fatores limitarão o desempenho do conjunto MCT-TC (WATSON; JANOTA, 2015).

O tamanho básico do TC é determinado pela vazão mássica de ar deslocada pelo MCI. Esta vazão mássica é função do volume deslocado, rotação de operação, densidade do ar no coletor de admissão, eficiência volumétrica e massa deslocada na lavagem do MCI. A escolha definitiva do TC será feita levando-se em consideração todas as linhas de operação do MCI, para toda a faixa de rotação e carga de operação deste (WATSON; JANOTA, 2015). Esta sobreposição das linhas de operação do MCI no mapa do TC está representada na Figura 9.

Figura 9 – Sobreposição das linhas de operação de um MCI no mapa característico do compressor.



Fonte – Adaptado de WATSON; JANOTA, (2015), p. 345.

As dimensões do compressor devem ser determinadas a fim de permitir uma margem suficiente do *surge* enquanto garante que as linhas de operação passem pela região de alta eficiência isentrópica do compressor. A margem entre o *surge* e o mais próximo ponto de operação do motor deve ser o suficiente para garantir que o conjunto MCI-TC opere em segurança levando em consideração três fatores de operação: os pulsos no sistema de admissão, o deslocamento das linhas de operação do motor devido à obstrução do filtro de ar e, finalmente, o deslocamento resultante da operação em altitude. O efeito combinado destes fatores na margem de *surge* va-

ria de acordo com o MCI e sua aplicação, sendo de até 20% em motores com baixo número de cilindros (WATSON; JANOTA, 2015).

Finalmente, pode ser conveniente deliberadamente alocar os pontos de operação do motor com potência e torque máximos em uma região de baixa eficiência isentrópica do compressor, a fim de reduzir a pressão de sobrealimentação e, conseqüentemente, a pressão máxima do cilindro. No entanto, caso o compressor opere em uma região com eficiência isentrópica demasiadamente baixa, o trabalho de bombeamento do motor poderá ser afetado, degradando o desempenho do conjunto (WATSON; JANOTA, 2015).

Uma vez determinado o tamanho base do compressor, a turbina deve ser selecionada. De maneira geral, a turbina pode operar eficientemente em uma faixa de vazão mássica maior que o compressor. O que é favorável, visto que a turbina opera em um sistema com escoamento altamente instável. Devido a esta faixa de operação mais ampla, a turbina fornecida pelo fabricante inevitavelmente será capaz de lidar com a vazão mássica imposta pelo MCI. No entanto, a energia recuperada pela turbina depende da sua área, sendo esta determinada pela voluta. De maneira geral, a redução da área da turbina implica no aumento da energia específica disponível em todas as rotações (WATSON; JANOTA, 2015).

No entanto, a razão de expansão ao longo da turbina pode se tornar excessiva em rotações mais altas do MCI, resultando em maiores pressões na exaustão do MCI e deteriorando o trabalho de bombeamento. Ainda, a pressão no cilindro e a rotação do TC podem exceder valores permissíveis, o que é ainda mais crítico em MCIs que operam em amplas faixas de rotação. Um método de evitar este problema é desviar parte dos gases de escape em altas rotações e cargas do MCI. Além de redirecionar os gases que iriam para a turbina, a maior área de escoamento reduz a pressão no coletor de escapamento, reduzindo o trabalho de bombeamento nestas condições de operação (WATSON; JANOTA, 2015).

2.2 Estado da arte

A otimização do sistema de controle dos TCs se tornou crucial para maiores aumentos da eficiência energética do MCI mantendo boa dirigibilidade. Não obstante, a otimização do controle de TCs pode ser dispendioso, particularmente para àqueles acoplados a MCIs que operam em uma ampla faixa de rotação e que possuem baixo número de cilindros. Ademais, além dos mapas fornecidos pelos fabricantes usualmente não cobrirem rotações mais baixas do TC, tais mapas também não fornecem informação do seu desempenho do sob escoamento pulsativo (MORO *et al.*, 2014).

Uma boa eficácia no controle requer modelos matemáticos que sejam não apenas precisos, mas também simples o bastante para ser implementados em tais sistemas. Contudo, modelos demasiadamente simplificados não são precisos ou detalhados o suficiente para sistemas de controle mais avançados, que empregam novos atuadores (FLÄRDH; MÅRTENSSON, 2010).

Ainda, a estimativa do estado de operação do TC é uma solução razoável para a redução do número de sensores implementados no sistema de gerenciamento, diminuindo os custos de implementação, ou para estimar variáveis que não podem ser diretamente mensuradas (SALEHI *et al.*, 2013a). Ademais, enquanto sistemas de controle requerem modelos cada vez mais precisos, os trens de força têm se tornado cada vez mais complexos. Consequentemente, as incertezas dos modelos empregados influenciam diretamente na viabilidade do desenvolvimento dos sistemas de controle (LI *et al.*, 2013).

Tendo em vista a importância da modelagem matemática nas ferramentas de monitoramento e controle de TCs, esta seção se dedica à revisão bibliográfica do estado da arte acerca da modelagem orientada ao controle de TCs.

2.2.1 Previsão de desempenho turbocompressores

O objetivo da modelagem matemática orientada ao controle de TCs é prever o desempenho destes equipamentos a um baixo custo computacional empregando uma instrumentação concisa. Estes modelos podem ser construídos para aplicação em simulações computacionais ou para aplicação experimental em ensaios de *matching* entre TCs e motores ou no desenvolvimento de sistemas de controle.

A necessidade de um baixo custo, devido ao pequeno intervalo de tempo disponível para a realização do cálculo, impõe simplificações no equacionamento do modelo matemático. Consequentemente, estes modelos resultantes demandam a realização de ajuste e validação com resultados experimentais para serem capazes de prever o desempenho do TC dentro ou fora da região mapeada.

Existem duas abordagens diferentes para a estimativa orientada ao controle do escoamento de turbomáquinas. A primeira é o uso dos mapas característicos de turbomáquinas. No entanto, a operação de TCs acoplados a MCI destoa das condições encontradas em bancadas de ensaio para a obtenção dos mapas característicos. Enquanto o TC opera com escoamentos em regime permanente durante o levantamento dos mapas, as condições de operação em conjunto com motores têm natureza pulsativa (SALEHI *et al.*, 2013a).

A segunda abordagem para a estimativa do desempenho de TCs é o emprego de métodos como modelagens físicas, semi-físicas e empíricas. Os denominados modelos orientados ao controle buscam replicar as relações de entrada e saída dos sistemas a baixo custo computacional e com a incerteza apropriada para estimar o desempenho regimes permanentes ou transientes. Assim, o processo de concepção do sistema de controle requer um modelo simplificado que contenha as propriedades relevantes com uma incerteza razoável para determinar os parâmetros de controle. Esta metodologia de modelagem tem mostrado replicar bem as dinâmicas transientes de MCIs turboalimentados para o desenvolvimento de sistemas de controle (BAHIUDDIN *et al.*, 2017).

A primeira etapa para a modelagem processo é a sua identificação. A ideia da identificação de sistemas é ajustar uma estrutura de modelos a dados observados para obter uma mo-

delagem que reproduza tão bem quanto possível o comportamento registrado do sistema. Em termos matemáticos, o problema é geralmente tido como encontrar uma função $f(t, \Theta, \phi(t))$ que mapeia as quantidades $\phi(t)$ conhecidas (em um instante t) em relação a resultado $y(t)$ usando um número finitos de parâmetros Θ (LINDSKOG; LJUNG, 1994):

$$y(t) = f(t, \Theta, \phi(t))$$

A maior dificuldade é encontrar uma estrutura de modelo adequada para o processo a ser modelado e para a aplicação do modelo. Segundo Lindsog e Ljung (1994), diversas abordagens para a concepção de tais estruturas foram descritas e discutidas na literatura, sendo usualmente rotuladas como:

- **Modelos empíricos:** também denominados modelos de caixa preta, são uma família de modelos os quais os parâmetros não têm significado físico, mas têm como objetivo encontrar um bom modelo que se ajuste aos dados observados;
- **Modelos fisicamente parametrizados:** são resultados de uma modelagem mais laboriosa em que todo conhecimento físico dos fenômenos do processo é condensado em um modelo que contenha tanto parâmetros conhecidos quanto desconhecidos, sendo que estes descrevem a estrutura do modelo e tipicamente possuem significados físicos próprios.

Entre estas duas categorias, existe ainda um conjunto de modelos nos quais conhecimentos físicos relevantes são usados no processo de identificação, ainda que não a ponto de formalmente descrever um modelo fisicamente parametrizado. Nesta zona intermediária estão os **modelos semi-físicos**, como denominados por Lindsog e Ljung (1994). Neste tipo de modelagem, o comportamento do sistema é ponderado a fim de encontrar uma transformação não linear adequada das medições originais, garantindo que variáveis de entrada e saída tenham uma melhor chance de descrever o sistema real quando aplicados. Uma das maiores motivações da adoção de tal estratégia está no fato de que os coeficientes desconhecidos podem ser facilmente estimados usando métodos como mínimos quadrados.

Observa-se que a modelagem de TC orientada ao controle discutidas na literatura empregam todas as estruturas de modelos discutidas por Lindsog e Ljung (1994), muitas vezes empregando mais de uma classe em conjunto. Para melhor entendimento das modelagens abordadas na literatura, as subseções a seguir discutirá as estratégias propostas separando as estruturas adotadas pelos autores em seus trabalhos em modelos físicos, semi-físicos e empíricos.

Modelos físicos

Modelos de linha média

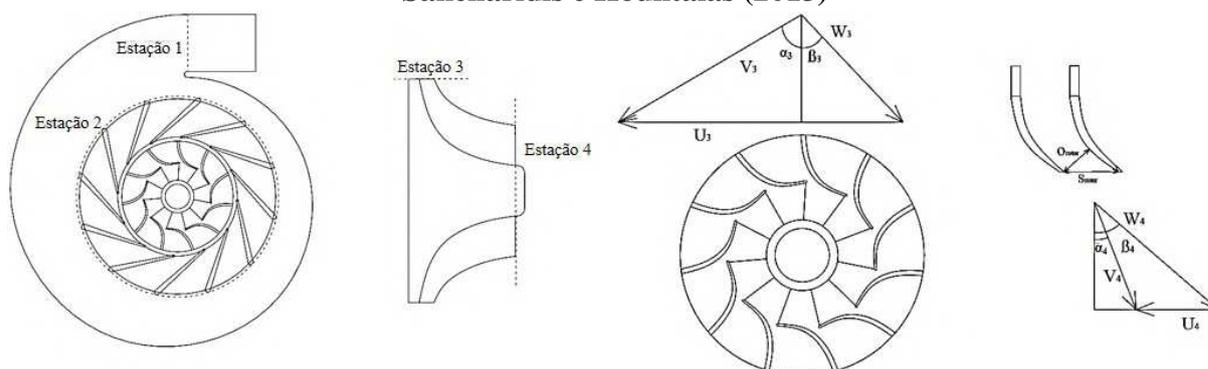
O desempenho do escoamento de turbomáquinas pode ser predito usando a análise de linha média. Esta abordagem é regularmente empregada para analisar desempenho de turbomá-

quinas durante os estados preliminares de projeto (CHIONG *et al.*, 2012). Com este método, é possível explorar uma grande gama de condições de projeto através de um estudo abrangente quanto à variação de parâmetros de entrada para atingir o resultado desejado, como condições de operação, razão de velocidade, rotação e ângulos do escoamento (RAHBAR; MAHMOUD; AL-DADDAH, 2016).

A modelagem por linha média é baseada na suposição que há uma linha de corrente média ao longo do escoamento, e que as condições do escoamento nesta linha de corrente equivalem as médias das condições de escoamento na passagem (RAHBAR; MAHMOUD; AL-DADDAH, 2016). Estas metodologias solucionam triângulos de velocidade em estações de cálculo ao longo do percurso do escoamento, modelando perdas e ângulos médios do escoamento usando correlações empíricas e considerando dados geométricos básicos (SAKELLARIDIS *et al.*, 2015).

Entre os modelos de linha média desenvolvidos nos últimos anos, os modelos propostos por Sakellaridis e Hountalas (2013) e Sakellaridis *et al.* (2015) se destacam como esforços para empregar a modelagem por linha média para ferramentas de diagnóstico e simulação de MCIs. Sakellaridis e Hountalas (2013) apresentaram o desenvolvimento e primeira aplicação de um modelo de linha média para o emprego em diagnóstico de MCIs diesel. O modelo proposto para a turbina teve como objetivo determinar o estado do escoamento em quatro estações, ilustradas na Figura 10 ao longo da linha de corrente média da turbina; sendo estas estações a entrada da voluta, o bordo de ataque das aletas direcionadoras, o anel a jusante do bordo de fuga das palhetas direcionadoras e a saída do rotor a uma distância do eixo da máquina.

Figura 10 – Estações e triângulos de velocidades da turbina considerados por Sakellaridis e Hountalas (2013)



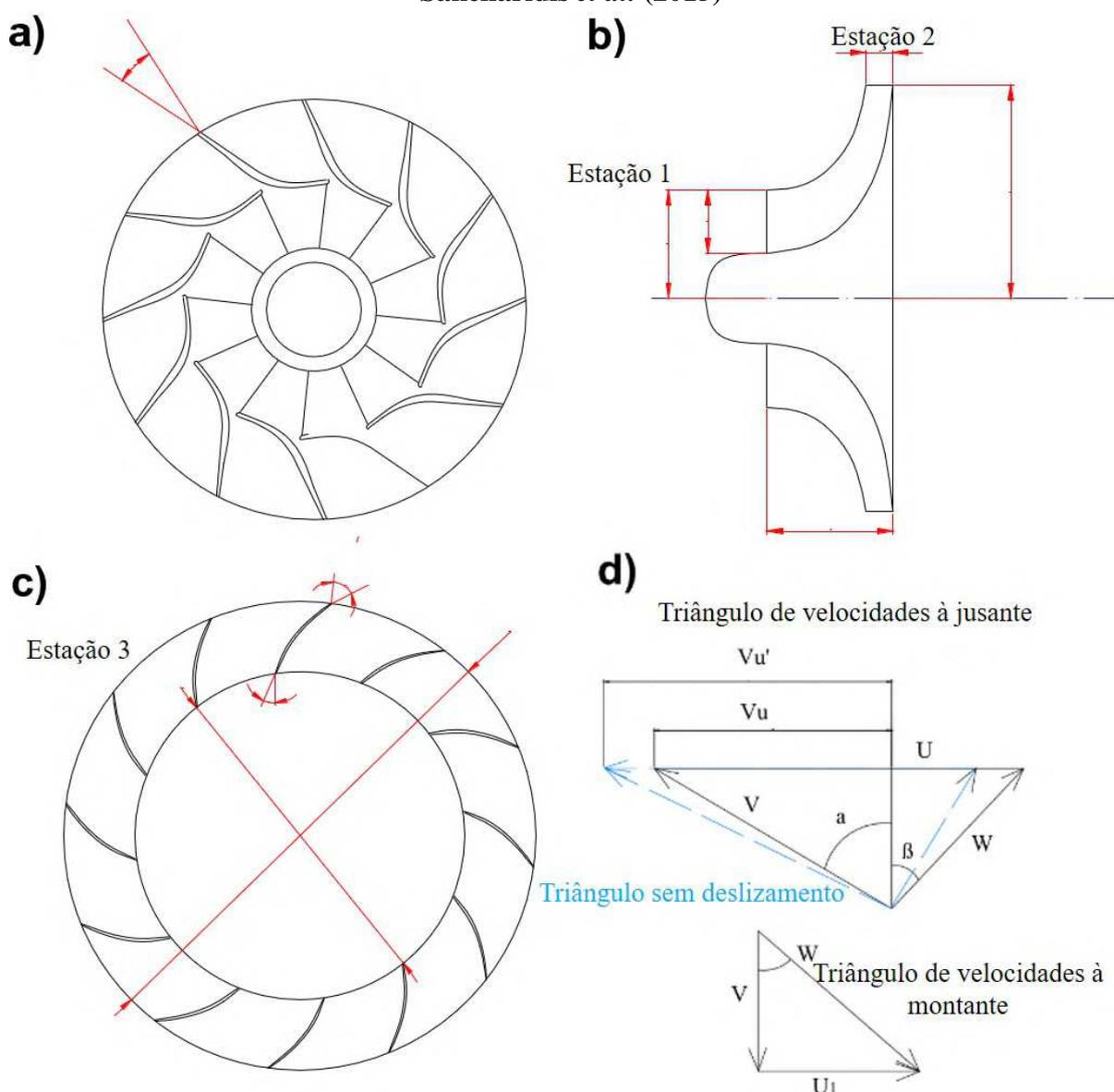
Fonte – Adaptado de Sakellaridis e Hountalas, (2013).

O modelo proposto por Sakellaridis e Hountalas (2013) foi comparado com resultados experimentais para o desempenho de uma turbina modificada, com diversas configurações do anel de aletas estatoras. Segundo os autores, o modelo calibrado com dados experimentais proporcionara previsões precisas da vazão mássica ao longo de todo o mapa, ao passo que consideráveis erros nas previsões da eficiência isentrópica foram observados. Tal calibração foi realizada tanto com o uso de todo o mapa de vazão e eficiência isentrópica, quanto empregando pontos isolados. Em ambos os casos, as previsões da vazão mássica tiveram boa correspon-

dência com os dados experimentais. Os autores reportaram ainda que o modelo foi capaz de reproduzir a vazão mássica e a eficiência isentrópica com uma incerteza de medição de 2% e 9%, respectivamente, quando usado para extrapolação para isorotações mais altas ou mais baixas.

Em um trabalho seguinte, (SAKELLARIDIS *et al.*, 2015) propuseram o uso de modelagem por linha média de TC, composto por um compressor radial e uma turbina axial, na simulação de um motor marítimo diesel. Neste trabalho, os modelos de linha média foram calibrados com o emprego de pontos de operação isolados, que podem ser mensurados em operação conjunta com o MCI na ausência dos mapas de desempenho. Em específico, o modelo do compressor radial foi dividido em três seções, ilustradas na Figura 11: a admissão do rotor, a interface entre o rotor e o difusor e a saída do difusor.

Figura 11 – Estações e triângulos de velocidades do compressor considerados por Sakellaridis *et al.* (2015)

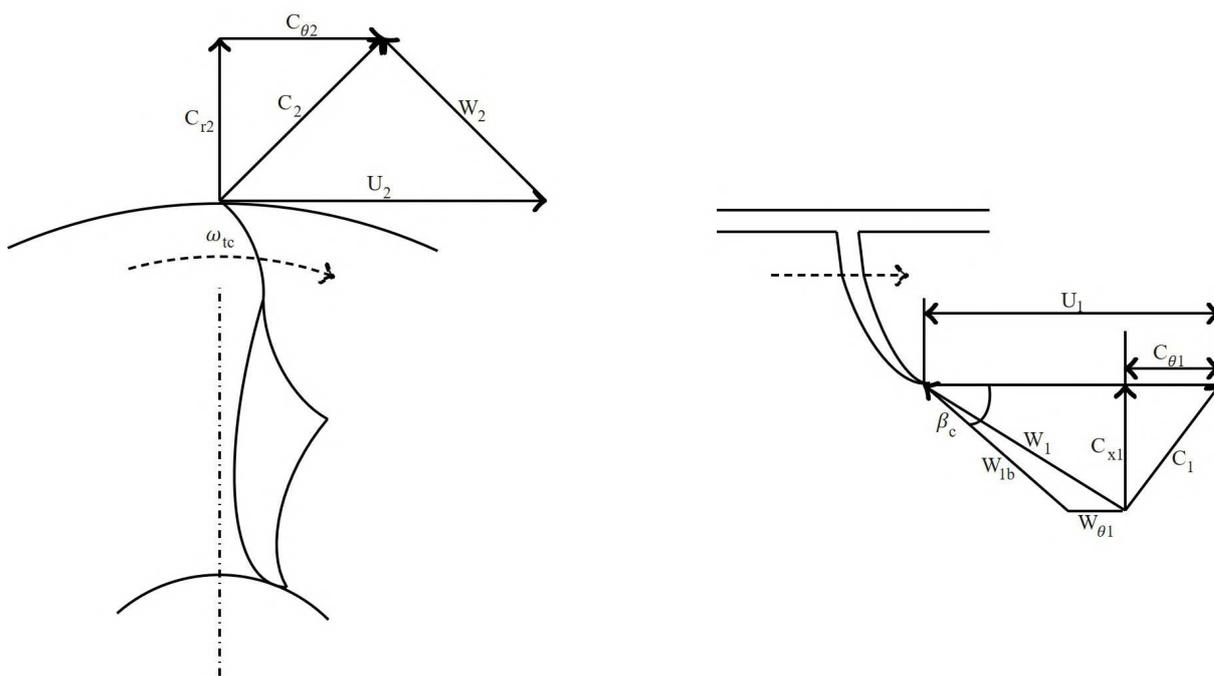


Fonte – Adaptado de Sakellaridis *et al.* (2015).

O modelo do compressor foi calibrado com o uso de três pontos de operação isolados, a fim de replicar a ausência do mapa. Sakellaridis *et al.* (2015) observaram uma boa previsão da vazão mássica, com um erro relativo inferior a 3% em relação ao resultado experimental e uma incerteza razoável fora da região calibrada. Os autores também reportaram uma boa concordância para a previsão da eficiência isentrópica do compressor, com um erro relativo inferior a 4% do experimental. No entanto, a incerteza quantitativa da previsão da eficiência isentrópica deteriorou fora da região calibrada e na direção do aumento da vazão mássica.

Um exemplo de aplicação orientada ao controle mais simples que pode ser considerada modelagem por linha média é o submodelo do compressor proposto por Zhang *et al.* (2015). Na modelagem proposta, o submodelo do compressor foi baseado na análise de transferência de energia específica em compressores, descrita por Watson e Janota (2015). Os triângulos de velocidades considerados para a análise da transferência de energia específica estão ilustrados na Figura 12.

Figura 12 – Triângulos de velocidades do compressor considerados por Zhang *et al.* (2015)



Fonte – Adaptado de Zhang, (2015).

O submodelo do compressor empregado por Zhang *et al.* (2015) consistiu em dois submodelos, um para a vazão mássica e outro para a eficiência isentrópica. Para a vazão, Zhang *et al.* (2015) deduziram uma relação para a energia específica da compressão isentrópica. Para tal, empregaram-se deduções que descrevem a perda de incidência, a perda por fricção e a mudança no momento angular do compressor. Em seguida, o parâmetro de vazão mássica foi derivado a partir da combinação desta relação de energia específica com a definição formal da energia necessária para o processo de compressão adiabático. O modelo resultante possuiu como variáveis a rotação do rotor e a razão de compressão do rotor e um parâmetro de ajuste, e resultou

em um erro médio de 0,12%. Já para a eficiência isentrópica, foi empregada a definição formal da eficiência isentrópica do compressor, empregando as relações de perdas e mudanças no momento citadas.

Modelos de valores médios

Uma importante classe de modelagem de MCIs baseadas em leis físicas é a Modelagem por Valores Médios. Nas últimas décadas, esta estratégia de modelagem tem se provado bastante efetiva na realização de estudos na dinâmica, no monitoramento e no desenvolvimento de técnicas avançadas controle MCIs (SHARMA; NEŠIĆ; MANZIE, 2011). A maior vantagem dos modelos de valores médios está na sua aptidão para aplicações em tempo real, o que os tornam particularmente favoráveis para a concepção de controladores e observadores (GALINDO *et al.*, 2014).

A modelagem por valores médios é um método amplamente empregado devido à sua capacidade de capturar respostas transientes, além de observar os estados de operação dos MCIs, como pressão, temperatura, vazão e torque (LI *et al.*, 2013). Esta abordagem integra componentes de transferência e diferentes volumes de controle em que as equações de conservação de massa e energia são resolvidas. Processos sub-cíclicos são simplificados através de correlações empíricas ou modelos baseados em mapas de desempenho (GALINDO *et al.*, 2014).

O comportamento alternativo dos MCIs é capturado através da introdução de atrasos entre efeitos de entrada e de saída do cilindro, como a combustão ou o escoamento entre as válvulas, e simplificado com o uso de relações empíricas ou mapas da operação em regime permanente (LI *et al.*, 2013). Como consequência, as calibrações empregam técnicas de identificação e requerem uma quantidade considerável de dados do motor sobre uma ampla faixa de operação, especialmente quando a não linearidade ou a interação entre variáveis é significativa (GALINDO *et al.*, 2014).

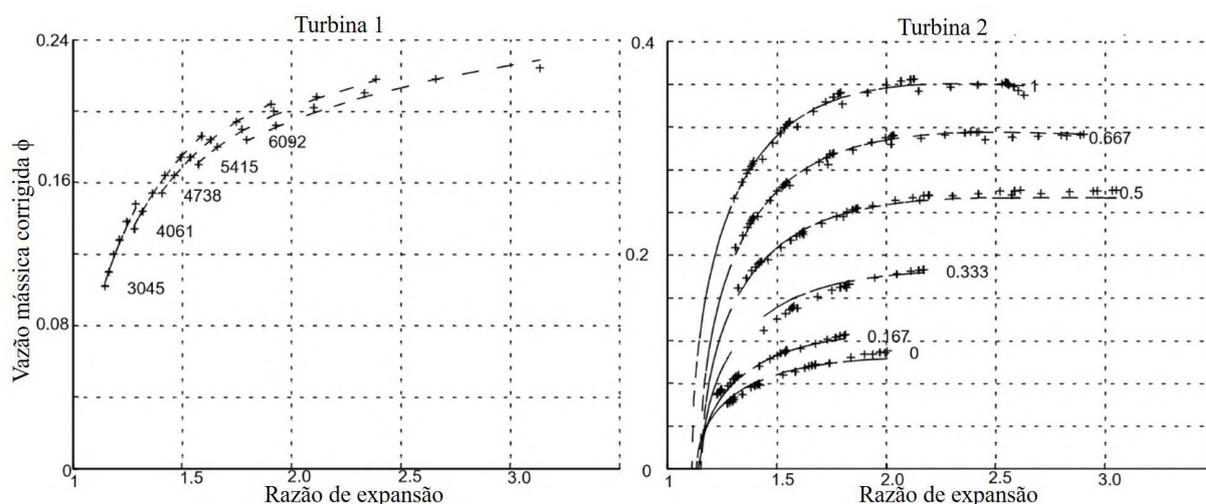
Em muitos trabalhos sobre modelagem de TCs, é pressuposto que suas variáveis são conhecidas através de dados mensurados (SALEHI *et al.*, 2013b). O maior foco de trabalhos de modelagem de MCI turboalimentados é apresentar tanto um modelo completo ou de ordem reduzida do conjunto com o objetivo de remover problemas associados com metodologias não físicas, como busca em mapas tabelados (SALEHI *et al.*, 2013a).

Um dos modelos mais empregados para prever a vazão mássica através de turbinas é a modelagem como uma expansão adiabática através de bocais. Para tal, a área efetiva do bocal é tida como função da rotação corrigida da turbina e da razão de expansão. Segundo Moraal e Kolmanovsky (1999), mesmo com a expansão na turbina não sendo isentrópica, a equação da expansão isentrópica em um bocal adiabático resulta em resultados satisfatórios.

Dentre as metodologias de modelagens de TC apresentadas por Moraal e Kolmanovsky (1999), estes autores analisaram a modelagem da turbina como bocais. Os autores conceberam o modelo para levar em consideração se o escoamento está entupido ou não. A área efetiva do

bocal que representa a turbina foi ainda definida como uma função da razão de expansão da turbina, em que os coeficientes são determinados em função da rotação corrigida. O resultado do ajuste e os resultados experimentais de uma turbina de geometria fixa, referenciada como Turbina 1, e uma VGT, chamada de Turbina 2, estão representados na Figura 13. Segundo Moraal e Kolmanovsky (1999), a incerteza resultante do ajuste dos modelos aos dados experimentais foi considerada adequada.

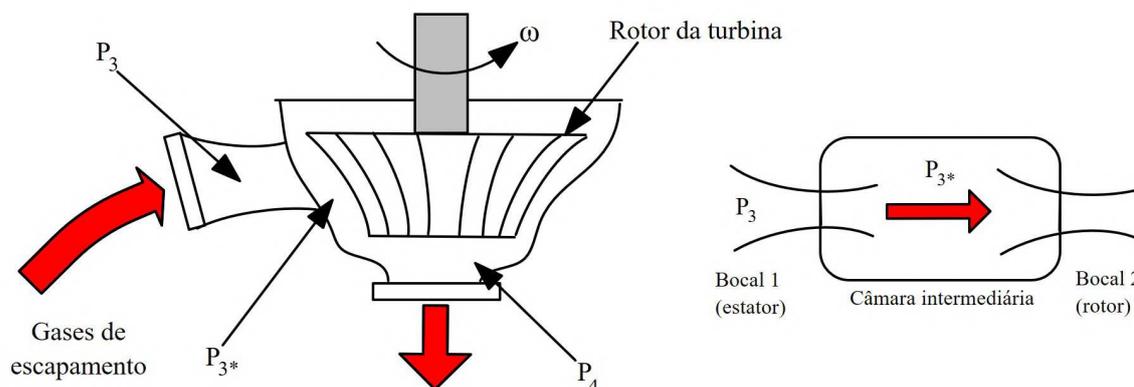
Figura 13 – Comparação entre resultados experimentais e simulados de uma turbina de geometria fixa (Turbina 1) e de geometria variável (Turbina 2).



Fonte – Adaptado de Moraal e Kolmanovsky, (1999).

Uma variação da modelagem de turbinas como bocais foi empregada por (SALEHI *et al.*, 2013a). Tal abordagem foi empregada para contornar a pressuposição errônea da mesma razão de expansão entre os bocais. O princípio desta estratégia de modelagem está esquematizado na Figura 14. A vazão foi modelada como a expansão através de um par de bocais em série com razões de expansão distintas. O modelo proposto incorporou um algoritmo de otimização para determinar um coeficiente de razão de expansão efetiva e a área efetiva do bocal.

Figura 14 – Desenho esquemático da representação da turbina proposta por Salehi *et al.* (2013a).

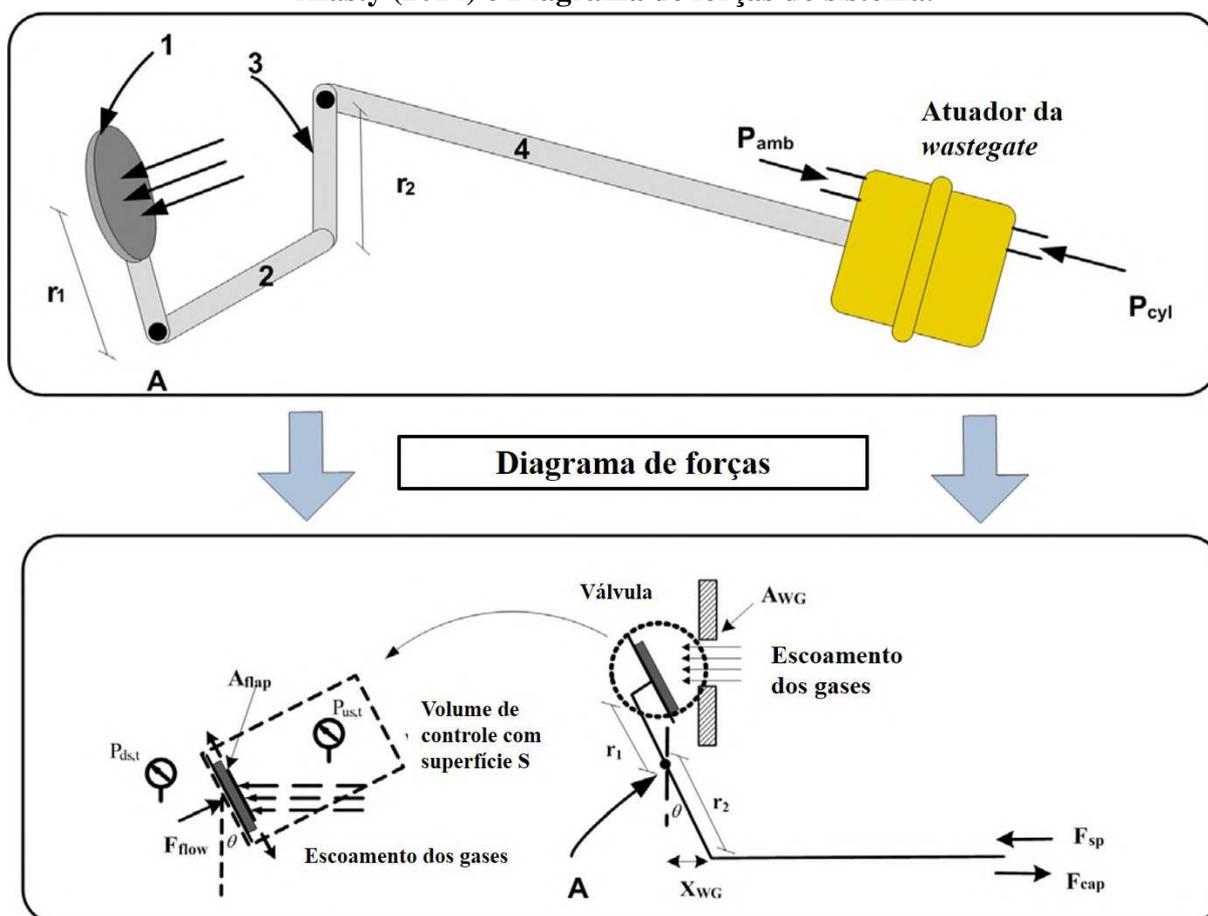


Fonte – Adaptado de Salehi *et al.* (2013a).

O modelo foi validado com dados experimentais e, posteriormente, comparado com o uso de mapas tabelados. Segundo (SALEHI *et al.*, 2013a), a incerteza do modelo proposto foi substancialmente menor que aquela observada na interpolação de mapas tabelados. O modelo proposto previu a vazão da turbina com um erro médio de 1,4%, contra 7% da modelagem por interpolação de mapas.

Em um trabalho seguinte, Salehi, Vossoughi e Alasty (2014) apresentaram um modelo de valores médios para estimar o escoamento em turbinas e válvulas *wastegate*. O escoamento da turbina em si foi modelado como proposto por (SALEHI *et al.*, 2013a). Em seguida, o modelo de escoamento da turbina foi empregado para estimar os parâmetros necessários para desenvolver um modelo sensível fisicamente para o escoamento e a posição na *wastegate*. Para tal, Salehi, Vossoughi e Alasty (2014) usaram o modelo de orifício para fluidos compressíveis com o fator de descarga definido em função da posição do atuador da *wastegate*. Os autores também propuseram um modelo de deslocamento da *wastegate* em função das forças aplicadas para emprego caso a posição do atuador seja desconhecida. O desenho esquemático do mecanismo de acionamento da válvula *wastegate* e o diagrama de forças considerado por Salehi, Vossoughi e Alasty (2014) estão representados na Figura 15.

Figura 15 – Desenho esquemático da válvula *wastegate* modelada por Salehi, Vossoughi e Alasty (2014) e Diagrama de forças do sistema.



Fonte – Adaptado de Salehi, Vossoughi e Alasty, (2014).

Salehi, Vossoughi e Alasty (2014) apresentaram ainda uma estratégia para prever a rotação do compressor usando seu mapa característico. Usando os efeitos do acoplamento entre compressor e turbina, um coeficiente de velocidade CF_c foi proposto em função da eficiência isentrópica, η_{is} , o parâmetro de carga Ψ , como proposto por Jensen *et al.* (1991), e a razão de expansão efetiva da turbina, descrito em (SALEHI *et al.*, 2013a).

Cavina *et al.* (2015) também empregaram a estratégia de modelagem da vazão da turbina como um par de bocais. Para aumentar a previsão para as razões de expansão mais altas e mais baixas, os autores modelaram a área efetiva da turbina como uma função exponencial da razão de expansão e com coeficientes sendo determinados para cada isorotação da turbina. Para melhorar ainda mais a previsão, Cavina *et al.* (2015) propuseram o uso de uma razão de expansão aparente, definida como a diferença entre a razão de expansão real e a razão de expansão para a vazão mássica nula.

Já para modelar o mapa da eficiência isentrópica da turbina, Cavina *et al.* (2015) usaram a abordagem do *blade speed ratio* (BSR). Tal método se baseia na observação experimental da existência de uma curva de eficiência isentrópica da turbina versus BSR para todas as condições de operação. Esta relação é mais bem verificada se ambas as quantidades forem normalizadas previamente, em função das eficiências isentrópicas da turbina e BSR máximos.

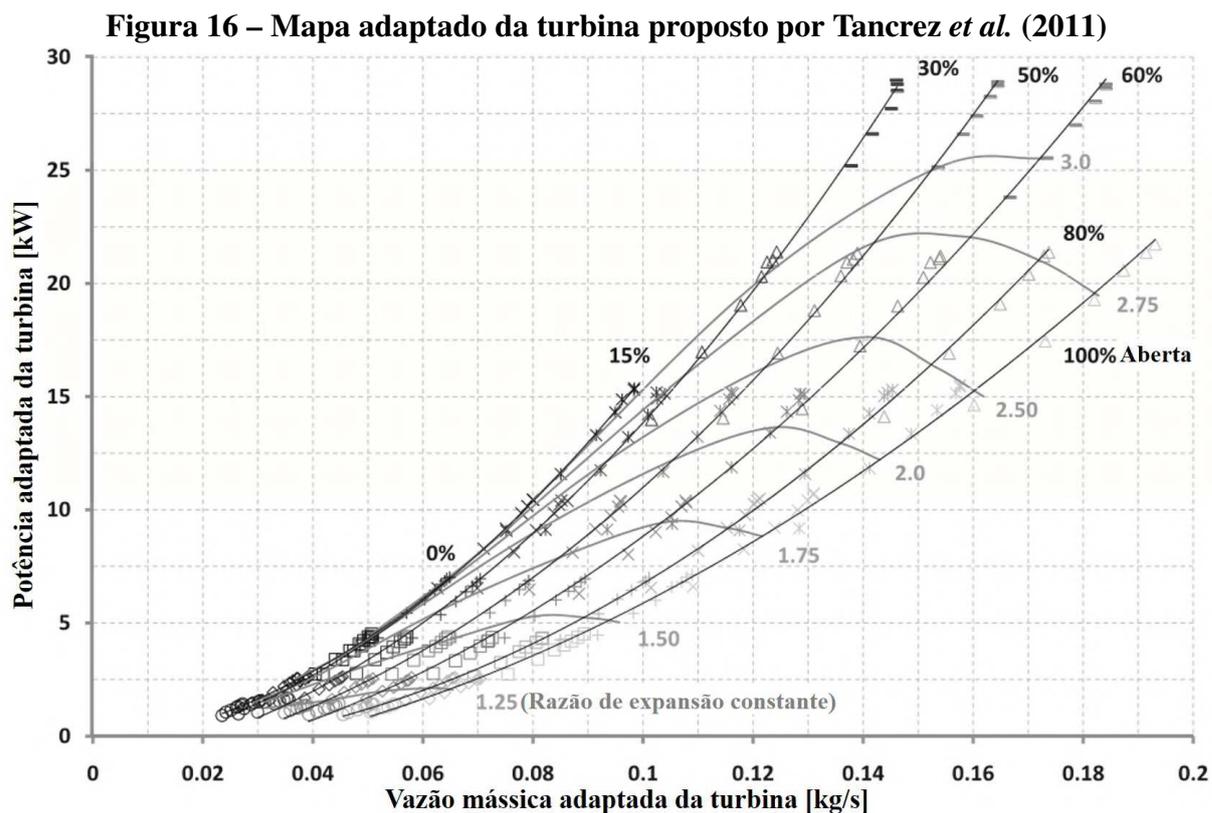
Segundo Tancrez *et al.* (2011), uma das desvantagens do emprego da potência e vazão mássica corrigida para a realização do *matching* é a dependência que estas quantidades possuem com a pressão na entrada da turbina.

Para contornar tal dependência, Tancrez *et al.* (2011) propuseram uma representação do desempenho da turbina que permite mapear em um único gráfico todos os diferentes pontos de operação da turbina baseando na potência do TC e na vazão mássica da turbina. O modelo resultante descreveu o desempenho da turbina através de novos parâmetros propostos pelos autores, a vazão mássica adaptada, \dot{m}_{adapt} , e a potência adaptada, \dot{W}_{adapt} . As expressões para \dot{m}_{adapt} e \dot{W}_{adapt} estão apresentadas respectivamente nas Eqs. 28 e 29.

$$\dot{m}_{adapt} = \dot{m}_{corr} \Pi_{t-e} = \frac{\dot{m} \sqrt{T_{0,3}/T_{ref}}}{P_4/P_{ref}} \quad (28)$$

$$\dot{W}_{adapt} = \dot{W}_{corr} \Pi_{t-e} = \frac{\dot{W}}{\sqrt{T_{0,3} T_{ref} P_4/P_{ref}}} \quad (29)$$

em que Π_{t-e} é a razão de expansão total - estática da turbina, $T_{0,3}$ é a temperatura de estagnação a montante da turbina, P_4 é a pressão estática a jusante da turbina e T_{ref} e P_{ref} são respectivamente a temperatura e a pressão de referência. Estes parâmetros variam em função da razão de expansão e da abertura da VGT por dois conjuntos de curvas. O mapa resultante da modelagem proposta por Tancrez *et al.* (2011) está ilustrado na Figura 16.



Fonte – Adaptado de Tancrez *et al.* (2011).

O modelo proposto por Tancrez *et al.* (2011) apresentou também baixa sensibilidade à variação da rotação do compressor devido ao uso de parâmetros conservativos. Ainda, esta representação possibilitou bom ajuste às funções polinomiais quadráticas, o que resultou na diminuição do tempo computacional. A validação do modelo foi realizada com duas turbinas diferentes, com a nova representação definindo a razão de expansão e a posição da VGT como função das vazões mássicas e potências adaptadas. Os erros médios e desvios padrões observados pelos autores foram respectivamente na ordem de 0,25% e 3,50% para a razão de expansão e 1,00% e 3,50% para abertura da VGT.

Em um estudo seguinte, Galindo *et al.* (2014) usaram o modelo da turbina proposta por Tancrez *et al.* (2011) em conjunto com um modelo de enchimento e esvaziamento do MCI e um modelo de mapa tabelado do compressor para desenvolver uma estratégia de modelagem para *matching* de TCs. O modelo de valor médio e o modelo de enchimento e esvaziamento foram interconectados para formar um modelo abrangente do MCI. Ao mesmo tempo, o modelo monitorou para que alguns limites termomecânicos não fossem atingidos.

Na primeira versão da modelagem, Galindo *et al.* (2014) desenvolveram um algoritmo de controle para iniciar o modelo de enchimento e esvaziamento e o modelo de valores médios em busca das posições necessárias para atingir determinadas pressões de sobrealimentação e recirculação de gases de escape.

Na segunda versão, Galindo *et al.* (2014) também modelaram a corrente de ar como um modelo de enchimento e esvaziamento através da inclusão de volumes nos sistemas de admissão

e exaustão para considerar os efeitos de acumulação. Estes modelos foram capazes de selecionar a arquitetura do sistema de sobrealimentação, apontar os TCs mais adequados e definir a estrutura da EGR. O sistema resultante, que Galindo *et al.* (2014) consideraram proporcionar um veículo com boa dirigibilidade, foi determinado pela modelagem proposta dentro de um intervalo de tempo pelo menos dez vezes menor que o intervalo de tempo necessário para um código unidimensional.

Salehi *et al.* (2013b) projetaram um observador não linear para estimar a eficiência isentrópica do compressor, a rotação do rotor, a vazão mássica do compressor e a temperatura a jusante do compressor. Como apontado pelos autores, nenhuma dessas variáveis é disponibilizada quando a carga do MCI é estimada por sensor de pressão no coletor. O observador proposto considerou tanto a dinâmica de rotores e a dinâmica de pressão do *intercooler*.

Para contornar as dificuldades do emprego direto dos mapas característicos, Salehi *et al.* (2013b) empregaram a transformação do mapa em parâmetros adimensionais Ψ e Φ , transformação esta que será discutida na seção seguinte. A eficiência isentrópica do compressor foi determinada a partir da razão entre os trabalhos isentrópico ideal e o real consumidos pelo compressor. Por fim, a rotação do TC foi modelada a partir da equação diferencial governante para a rotação do rotor, que considera a lei da conservação da energia no compressor e na turbina. A eficiência mecânica do TC e a potência da turbina foram fornecidas ao sistema e a potência do compressor é calculada a partir de variáveis mensuradas, Φ e a eficiência isentrópica do compressor.

Tal observador foi avaliado por Salehi *et al.* (2013b) com dados experimentais de um MCI a gasolina com alimentação indireta operando em quatro rotações. A pressão de sobrealimentação foi mensurada com erro médio de 0,1 kPa e com desvio padrão de 0,03 kPa. Também foi reportado pelos autores uma boa correspondência entre a vazão mássica estimada e mensurada, com erro médio de 1,3 kg/h e desvio padrão de 5,7 kg/h. Também houve boa correspondência entre a temperatura estimada e mensurada a jusante do compressor durante operação em regime permanente, com erro médio de 0,75 °C desvio padrão de 8,5 °C. A maior discrepância durante a operação transiente foi atribuída à inércia térmica pelos autores. Por fim, o observador pôde rastrear a rotação do rotor com erro médio de 590 *rev/min* e um desvio padrão de 3900 *rev/min* na faixa de 40 a 150 *krev/min*.

Por fim, Bahiuddin *et al.* (2017) apresentaram um modelo orientado ao controle com o objetivo de melhorar o entendimento do comportamento do desempenho da turbina sob escoamento pulsativo. O modelo proposto possuiu a capacidade de prever o comportamento do TC referente às potências isentrópicas e reais instantâneas para diferentes áreas específicas. A novidade desta metodologia para previsão da resposta instantânea da potência real foi a formulação matemática empregada no cálculo do torque e da rotação.

Para tal, Bahiuddin *et al.* (2017) representaram o torque como uma função da vazão mássica e representaram a pressão na entrada da turbina como uma função da frequência angular do TC, de maneira análoga à relação entre a tensão e a frequência angular de um circuito elétrico

denominado *gyrator* em motores elétricos de corrente contínua.

A potência real foi modelada por Bahiuddin *et al.* (2017) considerando que a potência real é o produto do torque e da frequência angular. Os resultados da simulação demonstraram a capacidade do modelo para realizar estimativas qualitativas do comportamento do gás. Contudo, o modelo apresentara alta incerteza, sendo incapaz de reproduzir o ciclo de histerese, o efeito de bocal entupido e eventos de flutuação.

Modelos adimensionais

Ao estudar o desempenho de turbomáquinas, é de grande ajuda se os resultados de diferentes fontes forem diretamente comparáveis. Felizmente, o comportamento de turbomáquinas pode ser ilustrado usando parâmetros adimensionais envolvendo todas as variáveis relevantes (WATSON; JANOTA, 2015). A representação das equações governantes em formas adimensionais pode levar a uma maior clareza a respeito de fenômenos físicos implícitos, e indicar quais grandezas são dominantes. Estas formas das equações são também o ponto de partida de métodos numéricos, sendo frequentemente a única forma de obter as soluções destas equações dominantes (PRITCHARD; MITCHELL, 2016).

Uma das estratégias mais aplicadas para a modelagem de TCs é a aplicação do teorema Pi de Buckingham em compressores. O desempenho do compressor é quantificado através da mudança na entalpia de estagnação do escoamento, a eficiência isentrópica do compressor e a potência consumida. Ao aplicar o teorema Pi de Buckingham a este sistema, formam-se grupos adimensionais compostos de três funções separadas. Estes grupos adimensionais representam a mudança na energia do escoamento, Ψ , um coeficiente de potência, um coeficiente de vazão mássica, Φ , um número de Reynolds baseado na velocidade na ponta da pá e um número de Mach, também baseado na velocidade na ponta da pá (PRITCHARD; MITCHELL, 2016).

Talvez a aplicação do teorema Pi de Buckingham mais discutida para o controle de TC é a modelagem proposta por Jensen *et al.* (1991), usualmente chamada de Método de Jensen & Kristensen, abreviado como J&K. Neste trabalho, os autores objetivaram a modelagem de um motor diesel 1,6 l turboalimentado. Esta modelagem consistiu em uma série de submodelos para o compressor, turbina e motor que resultou em um conjunto de equações diferenciais, algébricas, não-lineares e associadas.

Em específico, Jensen *et al.* (1991) expressaram o trabalho consumido pelo compressor em termos do parâmetro adimensional de carga, Ψ_c que é definido na Equação 30:

$$\Psi_c = \frac{c_p T_1 \left(\Pi_{t-t}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{0,5 U_c^2} \quad (30)$$

onde U_c representa a velocidade na ponta da pá em m/s, descrita na Equação 31

$$U_c = \frac{\pi}{60} d_c N_{tc} \quad (31)$$

em que d_c é o diâmetro da ponta da pá do rotor em m e N_{tc} é a rotação do TC em rev/min .

A vazão mássica foi representada por Jensen *et al.* (1991) através do parâmetro de vazão mássica adimensional Φ_c , determinada pela Equação 32:

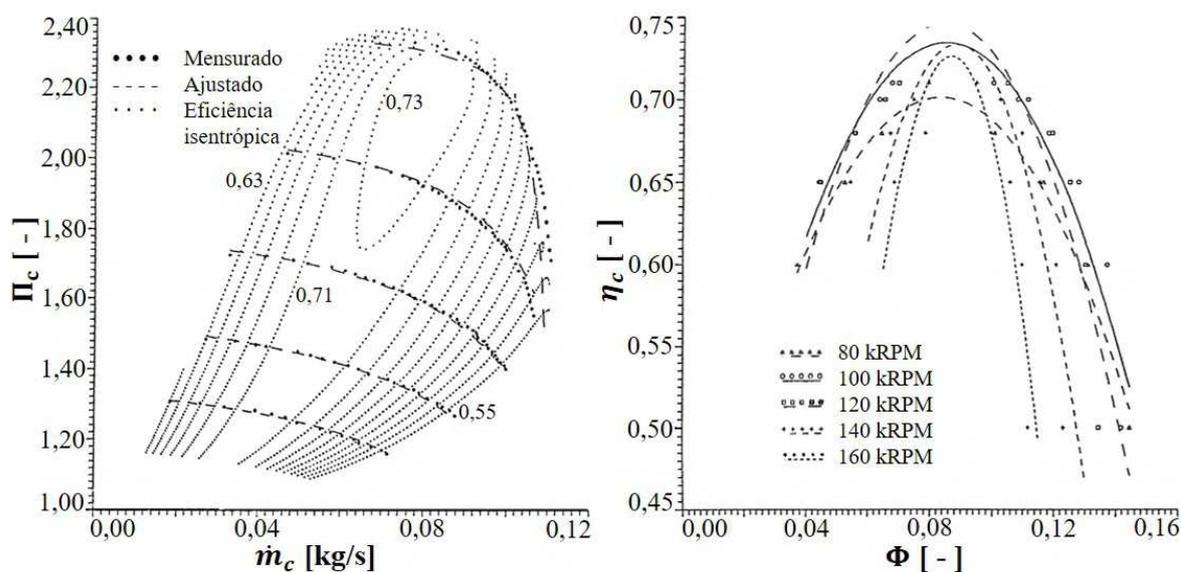
$$\Phi_c = \frac{\dot{m}_{corr}}{\rho_1 \frac{\pi}{4} d_c^2 U_c} \quad (32)$$

Jensen *et al.* (1991) apontaram que o parâmetro de carga e a eficiência isentrópica do compressor podem ser ambos representados em função do parâmetro de vazão adimensional e do número de Mach na entrada do compressor, M_c , determinado pela Equação 33.

$$M_c = \frac{U_c}{\sqrt{\gamma RT_1}} \quad (33)$$

Os autores correlacionaram Ψ_c a Φ_c e M_c através de uma função racional. Já a eficiência isentrópica tendeu a possuir uma dependência de Φ_c para um determinado M_c na entrada do compressor. Assim, os autores propuseram representar a dependência entre η_{is} e Φ_c através de um polinômio de segunda ordem, o determinaram os coeficientes desta relação através de uma função racional em função do número de M_c . Na Figura 17 estão apresentadas as comparações entre dados experimentais e os ajustes dos modelos de previsão de desempenho propostos por Jensen *et al.* (1991).

Figura 17 – Comparação entre a resultados experimentais e previstos pela modelagem proposta por Jensen *et al.* (1991) para a razão de compressão e eficiência isentrópica do compressor.

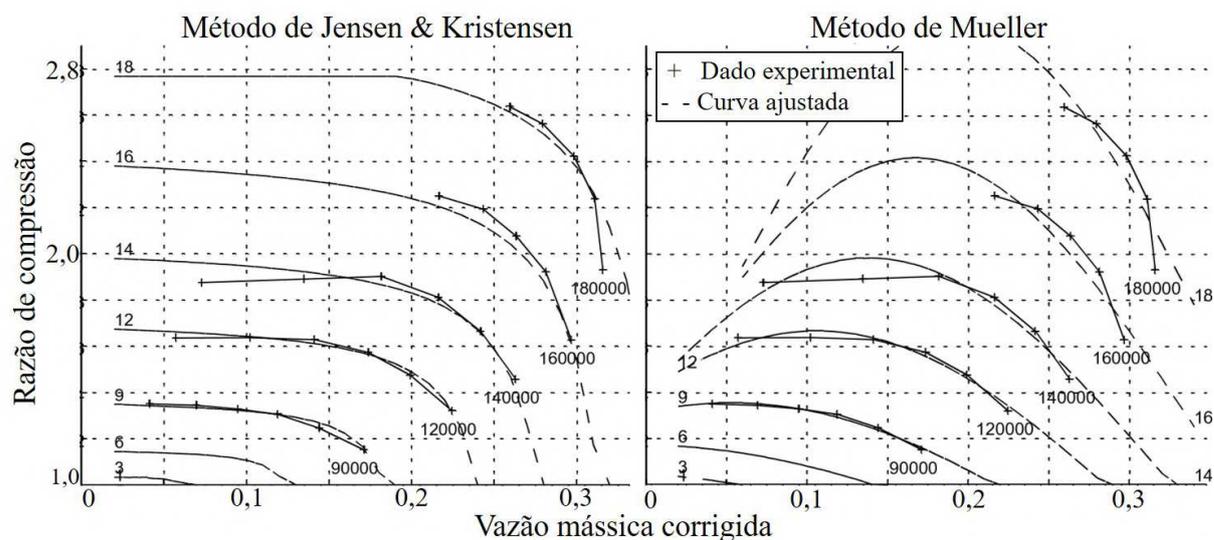


Fonte – Adaptado de Jensen *et al.* (1991).

Moraal e Kolmanovsky (1999) apresentaram alguns métodos de modelagem de mapas de TCs para implementação em submodelos. Para a modelagem da vazão do compressor, foram apresentadas quatro estratégias distintas, incluindo uma modelagem por redes neurais. Duas destas estratégias são referidas como Método J&K e Método de Mueller. Estes métodos de

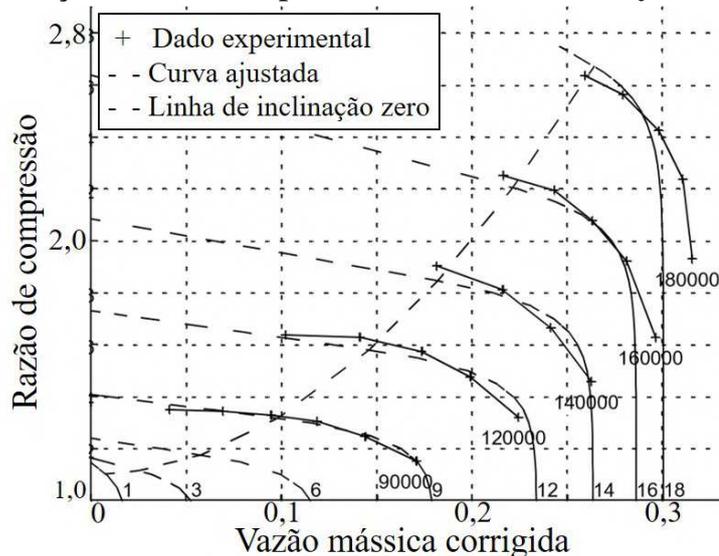
modelagem se baseiam no conceito dos parâmetros adimensionalizados de carga, Ψ , e de vazão, Φ . Ambas as estratégias confiam em expressões de regressão para determinar Ψ e η em função de Φ . Na Figura 18 estão apresentados os resultados dos ajustes do mapa de um compressor através dos Métodos de J&K e de Mueller, respectivamente.

Figura 18 – Resultado do ajuste do mapa de um compressor para o Método de J&K e o Método de Mueller obtidos por Moraal e Kolmanovsky (1999).



Fonte – Adaptado de Moraal e Kolmanovsky (1999).

Figura 19 – Resultados do ajuste do mapa de um compressor para o Método da Linha de Inclinação Zero obtido por Moraal e Kolmanovsky (1999).



Fonte – Adaptado de Moraal e Kolmanovsky (1999).

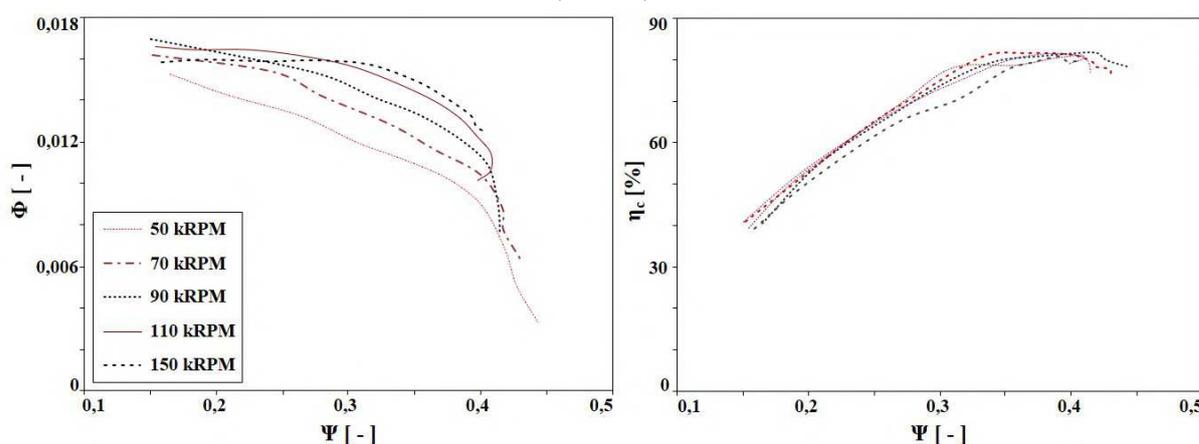
O terceiro método apresentado por Moraal e Kolmanovsky (1999) é intitulado Método da Linha de Inclinação Zero. Neste método, o parâmetro de vazão corrigida Φ é descrito em função da razão de pressão Π e rotação corrigida \tilde{N}_{tc} . A fim de capturar os declives das iso-

rotações perto do limite de entupimento, a curva conectando a vazão mássica máxima é caracterizada. Em seguida, as isorotações à direita da linha de inclinação zero são modeladas como exponenciais para $\Pi < \Pi_{top}$ e linearmente estendidas à esquerda da linha de inclinação zero, com o parâmetro α modelado como uma constante ou como função de \tilde{N}_{tc} . Na Figura 19 está apresentado o resultado dos ajustes do mapa do mesmo compressor através do Método da Linha de Inclinação Zero.

De acordo com Moraal e Kolmanovsky (1999), todos os métodos proporcionaram resultados similares para rotações mais baixas. Ainda, todos os métodos apresentaram dificuldades para descrever rotações mais altas. As extensões na região de *surge* apresentaram resultados diferentes para cada método. Contudo, como apontado por Moraal e Kolmanovsky (1999), o uso de tais métodos em modelagem de motores orientada ao controle funcionaram uma vez que todos proporcionam extensões delimitadas e continuamente diferenciáveis. Ainda, espera-se que a operação do motor entre na região de *surge* apenas em períodos curtos durante transientes.

Para contornar dificuldades associadas ao emprego direto de mapas característicos, Salehi *et al.* (2013b) empregaram técnicas de transformação para substituir o mapa descontínuo em curvas contínuas em um mapa que correlacione Ψ e Φ . Uma vez que os pontos de operação originalmente esparsos foram convertidos em uma faixa relativamente estreita pela transformação, a relação entre Ψ e Φ foi representada por uma função polinomial, de maneira análoga ao Método de Mueller. Ainda, Salehi *et al.* (2013b) notaram uma correlação entre Ψ e η . Esta correlação, em conjunto com a definição da eficiência isentrópica do compressor foram usadas para determinar a temperatura a jusante do compressor. Na Figura 20 estão apresentados os mapas de desempenho adimensionalizados ajustados por Salehi *et al.* (2013b).

Figura 20 – Mapas de desempenho adimensionalizados encontrados por Salehi *et al.* (2013b).



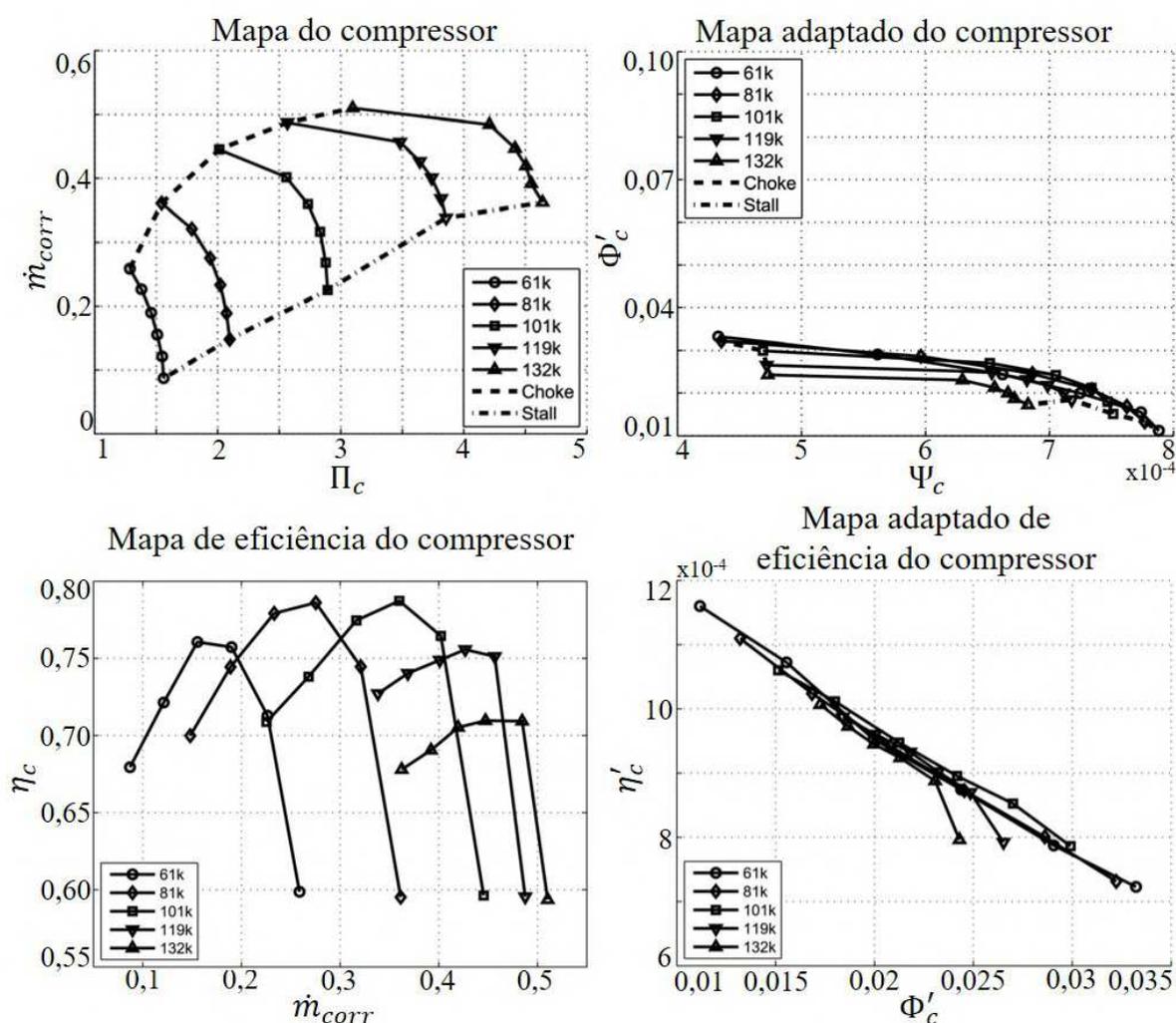
Fonte – Adaptado de Salehi *et al.* (2013b).

Em um trabalho seguinte, Salehi, Vossoughi e Alasty (2014) apresentaram uma estratégia para prever a rotação do compressor usando seu mapa característico. Usando os efeitos do acoplamento entre compressor e turbina, um coeficiente de velocidade CF_c foi proposto em função da eficiência isentrópica do compressor η_{is} , o parâmetro de carga Ψ , como proposto

por Jensen *et al.* (1991), e a razão de expansão efetiva da turbina, descrito em (SALEHI *et al.*, 2013a).

Stricker *et al.* (2014) propuseram uma abordagem para reduzir os mapas do TC em funções analíticas pela transformação as variáveis de desempenho em coeficientes adimensionais, buscando descrever com baixa incerteza as vazões mássicas e eficiências isentrópicas do compressor e da turbina. A vazão mássica e a eficiência isentrópica dos compressores foram modeladas tendo como objetivo a redução dos mapas termodinâmicos de TCs em funções analíticas que possam ser aplicadas em ferramentas de monitoramento e controle. Na Figura 21 estão apresentados os mapas tradicionais de compressores e os mapas adaptados propostos por Stricker *et al.* (2014).

Figura 21 – Comparação entre os mapas tradicionais e os mapas adimensionalizados propostos por Stricker *et al.* (2014) para um compressor centrífugo automotivo.



Fonte – Adaptado de Stricker *et al.* (2014).

Partindo da transformação proposta por Jensen *et al.* (1991), Stricker *et al.* (2014) expressaram o trabalho do compressor em termos de um parâmetro adimensional de carga Ψ_c e a vazão mássica corrigida em função do parâmetro de vazão mássica adimensional Φ_c . Para con-

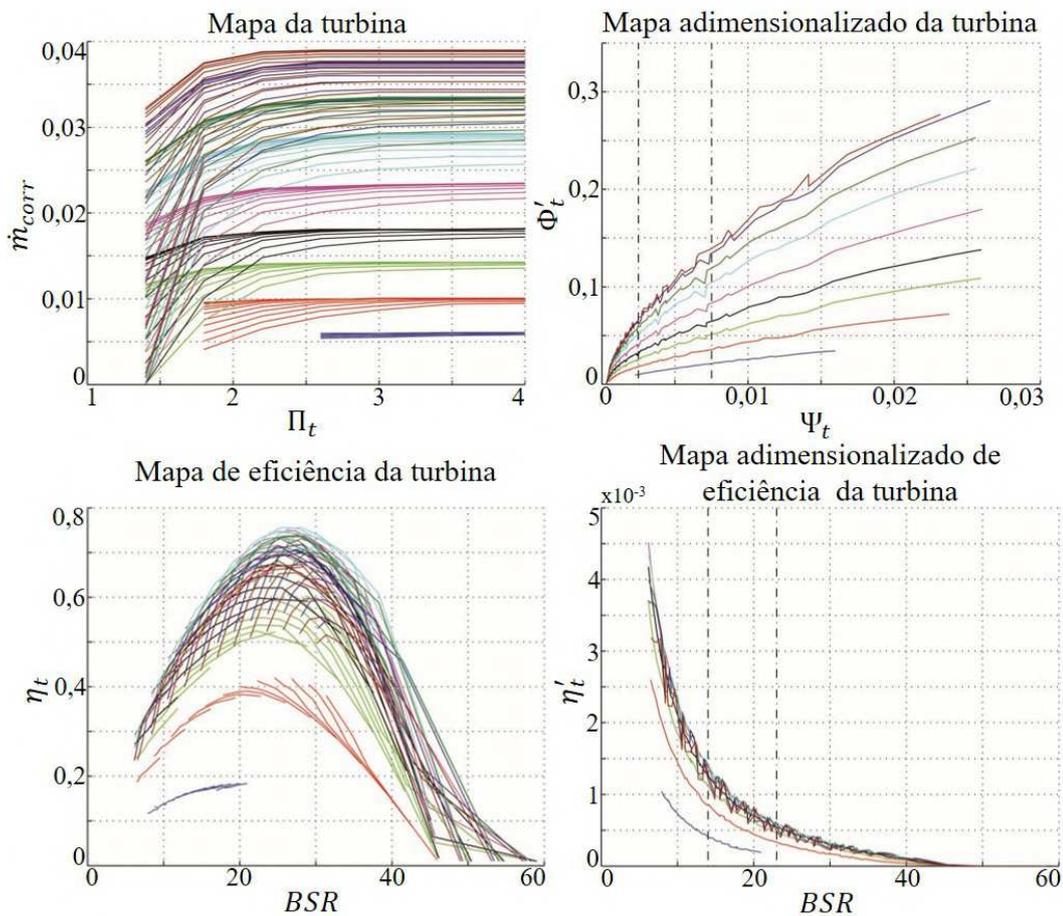
siderar a variação da rotação do compressor, o número de Mach foi incorporado ao parâmetro de vazão do compressor, resultando em um novo parâmetro adimensional que descreve a vazão mássica Φ'_c , descrito pela Equação 34:

$$\Phi'_c = \frac{\Phi_c}{M_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = \frac{\dot{m}_{corr}}{\frac{\pi}{4} \rho_1 d_c^2 \left(\frac{1}{\gamma R T_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} \left(\frac{\pi}{60} d_c N_{tc} \right)^{\frac{2\gamma-1}{\gamma}}} \quad (34)$$

Stricker *et al.* (2014) propuseram ainda uma "não-dimensionalização" adicional, dividindo o parâmetro de carga adimensional pela eficiência isentrópica do compressor como demonstrado na Equação 35:

$$\eta'_c = \frac{\Psi_c}{\eta_c} \quad (35)$$

Figura 22 – Comparação entre os mapas tradicionais da turbina de um TGV automotivo e os mapas adimensionalizados propostos por Stricker *et al.* (2014).



Fonte – Adaptado de Stricker *et al.* (2014).

Stricker *et al.* (2014) propuseram também uma modelagem similar para a turbina, a fim de contornar complexidades associadas à modelagem da turbina como um bocal. Na Figura 22 estão apresentados os mapas tradicionais de uma turbina de um TGV automotivo e os mapas

adimensionais propostos por Stricker *et al.* (2014). Os autores propuseram o uso dos adimensionais de carga, Ψ_t , e de vazão da turbina, Φ_t , o que resultou em expressões ligeiramente distintas àquelas utilizadas para o compressor. Uma maior dependência da rotação foi introduzida por Stricker *et al.* (2014) através da incorporação do número de Mach na entrada da turbina e do BSR no parâmetro de vazão mássica. Ainda, a eficiência isentrópica da turbina também foi adimensionalizada pela incorporação do parâmetro de carga da turbina e do número de Mach. Os parâmetros adimensionais foram então correlacionados através de regressões e empregados para determinar a taxa de vazão mássica e eficiência isentrópica da turbina.

Como ressaltado por Stricker *et al.* (2014), apesar do uso dos mapas tabelados parecer uma implementação mais simples, seu emprego implica em múltiplas interpolações de grandes tabelas de consulta. Em contrapartida, o mapeamento empregando o método proposto por Stricker *et al.* (2014) é puramente analítico. Ambas as abordagens foram comparadas em uma simulação de baixa ordem de um MCI, obtendo bons resultados para médias cargas e rotações. Para maiores rotações e cargas, o modelo proposto por Stricker *et al.* (2014) não obteve bons resultados. Por fim, ambas as estratégias tiveram dificuldades em se aproximar dos resultados experimentais em baixas cargas e rotações. Ainda, Stricker *et al.* (2014) reportaram um tempo de simulação consideravelmente menor com o emprego dos modelos propostos, tendo um tempo de simulação pelo menos três vezes menor.

Por outro lado, Cavina *et al.* (2015) focaram no desenvolvimento de um modelo orientado ao controle para um sistema de TC de um MCI de alto desempenho, capaz de prever o comportamento de uma turbina de entrada dupla, também conhecidas como turbinas pulsativas, sob quaisquer condições de admissão. O modelo proposto emprega dados experimentais de uma bancada de ensaios a quente e define algoritmos de interpolações e extrapolações que fornecem representações precisas da operação instantânea de ambas as entradas da turbina.

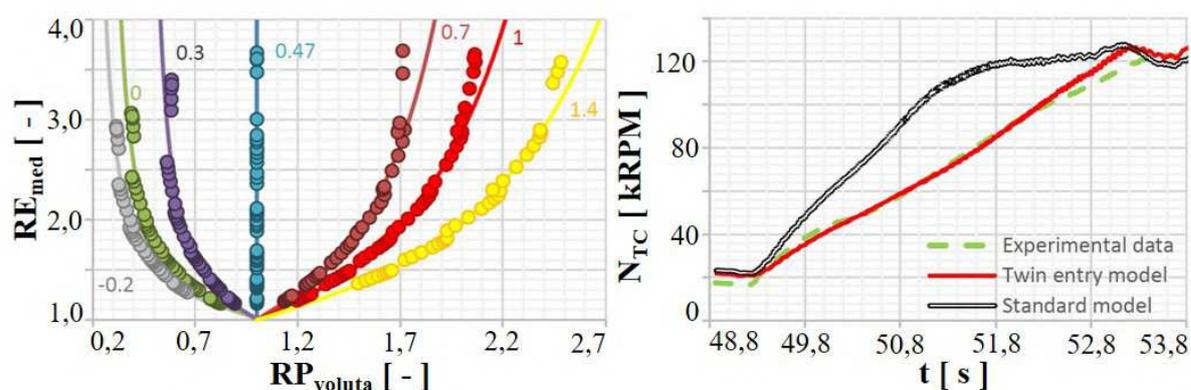
Segundo Cavina *et al.* (2015), a modelagem de turbinas com entrada dupla é inerentemente mais complexa que a modelagem de uma turbina simples. Durante um início ciclo do MCI a turbina pode estar operando sob admissão "uniforme", com a mesma razão de expansão entre cavidades da voluta, mas não necessariamente a mesma vazão mássica, admissão em apenas uma das duas cavidades ou condições intermediárias.

Esta condição instantânea da vazão é mais bem definida pelo coeficiente razão de vazões mássicas. Cavina *et al.* (2015) afirma que o desempenho geral necessariamente depende da distribuição da vazão mássica entre as cavidades da turbina, e que condições intermediárias devem ser investigadas experimentalmente a fim de embasar os modelos. Assim, os mapas de desempenho de turbinas pulsativas podem ser modelados para cada condição de admissão com os mesmos métodos usados para turbinas tradicionais. Subsequentemente, o comportamento de uma turbina pulsativa pode ser modelado através de um mapa de interações, que descreva a condição de operação específica através da consideração da razão de expansão média da turbina e da razão de pressão instantânea entre as duas cavidades.

Para permitir o uso do mapa de interação durante a simulação de MCIs, Cavina *et al.*

(2015) inicialmente negligenciaram os efeitos da rotação do TC e interpolaram e extrapolou os dados experimentais com a mesma função exponencial usada para extrapolar a vazão mássica corrigida como função da razão de expansão. Consequentemente, erros observados em altas razão de expansão foram atribuídos a esta simplificação. No entanto, estes erros não foram considerados relevantes devido ao fato de que altas razões de expansão médias não serem observadas na interação entre TC e MCI. Na Figura 23 estão apresentados os resultados experimentais e o ajuste para o mapa proposto por Cavina *et al.* (2015) e a comparação da resposta dinâmica experimental, prevista pelo modelo proposto pelos autores e pré vista por outro modelo matemático.

Figura 23 – Previsão do estado e resultado experimental para o mapa proposto por Cavina *et al.* (2015) e comparação da resposta dinâmica experimental e prevista por dois modelos.



Fonte – Adaptado de Cavina *et al.* (2015).

Cavina *et al.* (2015) compararam duas estratégias de modelagens, o modelo de mapa de interação proposto pelos autores e o modelo de turbina pulsativa como dois rotores em paralelo, considerado como modelo padrão. Ambos os submodelos foram integrados em um modelo orientado ao controle de um conjunto MCI-TC, usado principalmente para o desenvolvimento e calibração de protocolos de controle e diagnóstico. Segundo Cavina *et al.* (2015), o modelo proposto foi capaz de fornecer resultados consideravelmente mais realistas, enquanto o modelo padrão estimou razões de expansão médias mais baixas e uma excessiva razão de pressões entre as cavidades. Foram também reportadas discrepâncias nas previsões das dinâmicas do TC. Quando comparado os resultados para a rotação do TC durante um acréscimo positivo na carga do motor, o modelo padrão mostrou uma subestimativa considerável no tempo necessário para o aumento na pressão no coletor.

Modelos semi-físicos

Enquanto modelos físicos são a descrição matemática do fenômeno que ocorre em um processo baseado em equações físicas ou químicas, um modelo empírico é uma descrição parametrizada do processo em que todos os parâmetros são estimados de medições realizadas sem levar em consideração quaisquer conhecimentos prévios do processo. Já modelos semi-físicos

podem ser considerados ponderação entre modelos físicos e empíricos (OUSSAR; DREYFUS, 2001).

Estes modelos levam em consideração conhecimentos sobre o processo e contam com funções parametrizadas, em que os parâmetros são determinados através de resultados experimentais. Esta combinação permite que sejam considerados todos os fenômenos que não podem ser modelados com incerteza apropriada com o conhecimento prévio. Além disso, devido aos conhecimentos sobre o processo a ser modelado empregados na modelagem semi-física, uma menor quantidade de dados experimentais é necessária para estimar seus parâmetros quando comparado aos Modelos Empíricos (OUSSAR; DREYFUS, 2001). Em conjunto, estes fatores fazem com que os Modelos Semi-físicos sejam amplamente aplicados em modelagens orientadas ao controle em conjunto com as modelagens físicas.

Além das análises adimensionais, três dos métodos de caracterização do compressor apresentados por Moraal e Kolmanovsky (1999) também empregam análise de regressão para a correlação de parâmetros. No Método J&K, Ψ e η são determinados como funções de regressão de Φ com coeficientes determinados como funções de regressão em função de M , como exposto na Equação 36.

$$\Psi = \frac{(k_{1,1} + k_{1,2}M) + (k_{2,1} + k_{2,2}M)\Phi}{(k_{3,1} + k_{3,2}M) - \Phi} \quad (36)$$

$$\eta_c = \frac{a_{1,1} + a_{1,2}M}{a_{1,3} - M}\Phi^2 + \frac{a_{2,1} + a_{2,2}M}{a_{2,3} - M}\Phi + \frac{a_{3,1} + a_{3,2}M}{a_{3,3} - M}$$

Já o método de Mueller, tratado por Moraal e Kolmanovsky (1999) e representado pela Equação 37, propõe modelar Ψ como uma função quadrática de Φ , com coeficientes dependentes da rotação.

$$\Psi = A\Phi^2 + B\Phi + C \quad (37)$$

$$A = A_2U_c^2 + A_1U_c + A_0$$

$$B = \frac{-2A\dot{m}_{c,top}}{U_c}$$

$$\dot{m}_{c,top} = b_2U_c^2 + b_1U_c + b_0$$

$$C = C_2U_c^2 + C_1U_c + C_0$$

em que $\dot{m}_{c,top}$ é a vazão mássica máxima.

Por fim, o Método da Linha de Inclinação Zero faz uso de modelos de regressão para determinar a vazão corrigida máxima Φ_{top} em função da rotação corrigida e da razão de pressão

máxima Π_{top} em função de Φ_{top} , como demonstrado na Equação 38.

$$\begin{aligned}
 \psi_{top} &= k_1 N_{TC} + k_2 N_{TC}^2 \\
 \Pi_{p,top} &= k_3 + k_4 \psi_{top}^2 \\
 \text{Para } \Pi_p > \Pi_{p,top} : \\
 \frac{\phi}{\phi_{top}} &= 1 + \alpha \left(1 - e^{k_5 \left(\frac{\Pi_p}{\Pi_{p,top}} - 1 \right)} \right) \\
 \text{Para } \Pi_p < \Pi_{p,top} : \\
 \frac{\phi}{\phi_{top}} &= 1 + \alpha k_5 \left(\frac{\Pi_p}{\Pi_{p,top} - 1} \right) \\
 \alpha &= k_6 e^{-k_7 N_{TC}}
 \end{aligned} \tag{38}$$

Ainda, Moraal e Kolmanovsky (1999) relataram que a eficiência isentrópica da turbina possui o formato de uma parábola invertida. Assim, os autores a modelaram como um polinômio, representado na Equação 39 de BSR, U/C com os coeficientes dependentes da rotação corrigida.

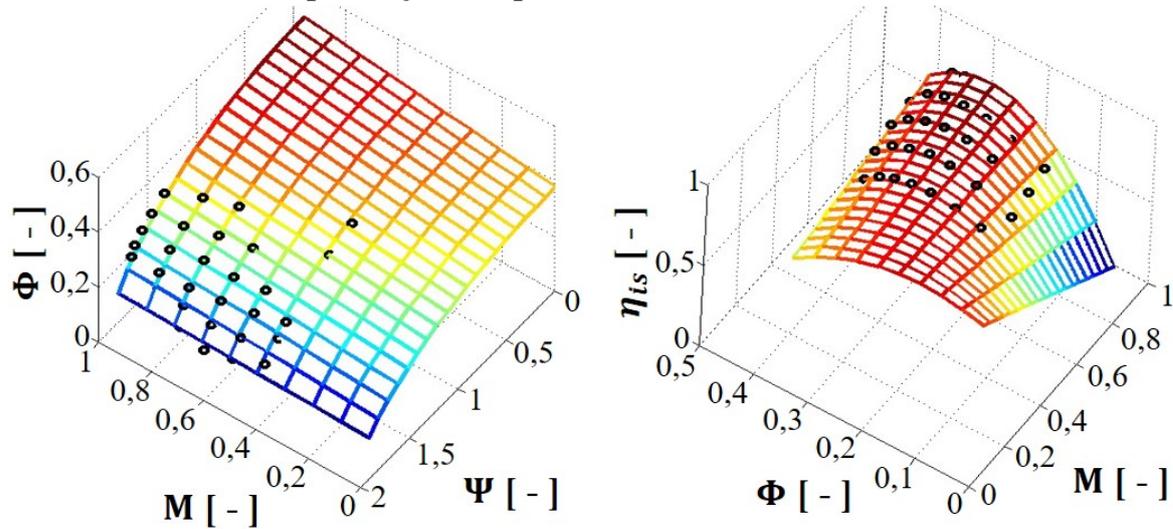
$$\eta_t = b_0 - b_1 N_{TC} + (b_2 - b_3 N_{TC}) \frac{U}{C} + (b_4 - b_5 N_{TC}) \left(\frac{U}{C} \right)^2 \tag{39}$$

Já Dinescu e Tazerout (2010) obtiveram êxito em correlacionar os adimensionais propostos por Jensen *et al.* (1991) através de modelos semi-físicos mais simples, representados na Equação 40:

$$\begin{aligned}
 \Phi &= a_1(M) \sqrt{1 - a_2(M) \Psi^2} \\
 \eta_{is} &= b_2(M) \Phi^2 + b_1(M) \Phi + b_0(M)
 \end{aligned} \tag{40}$$

Em ambos os modelos, Dinescu e Tazerout (2010) expressaram os coeficientes como funções de M . Apesar de sua simplicidade, o modelo apresentara uma incerteza razoável quando testado contra dados experimentais aquisitados em bancada dinamométrica. Os autores reportaram um erro médio de aproximadamente 10% e um erro máximo de 20%. Na Figura 24 estão apresentados a superfície de respostas modeladas e os pontos de operações experimentais.

Figura 24 – Comparação entre pontos de operação experimentais e superfícies de resposta ajustada por Dinescu e Tazerout (2010).



Fonte – Adaptado de Dinescu e Tazerout (2010).

Salehi *et al.* (2013b) também apresentaram um ajuste mais simples para a correlação entre os adimensionais Ψ_c e Φ_c . Esta correlação, representada na Equação 41, foi então implementada como submodelo em um observador não linear de TCs.

$$\Phi = \alpha_1 \Psi^2 + \alpha_2 \Psi + \alpha_3 \quad (41)$$

Stricker *et al.* (2014) ajustaram um único polinômio do terceiro grau às curvas de vazão mássica adimensionalizadas devido à proximidade das isorotações no mapa $\Psi_c \times \Phi'_c$ descrito na Equação 42:

$$\Phi'_c = a_1 \Psi_c^3 + a_2 \Psi_c^2 + a_3 \Psi_c + a_4 \quad (42)$$

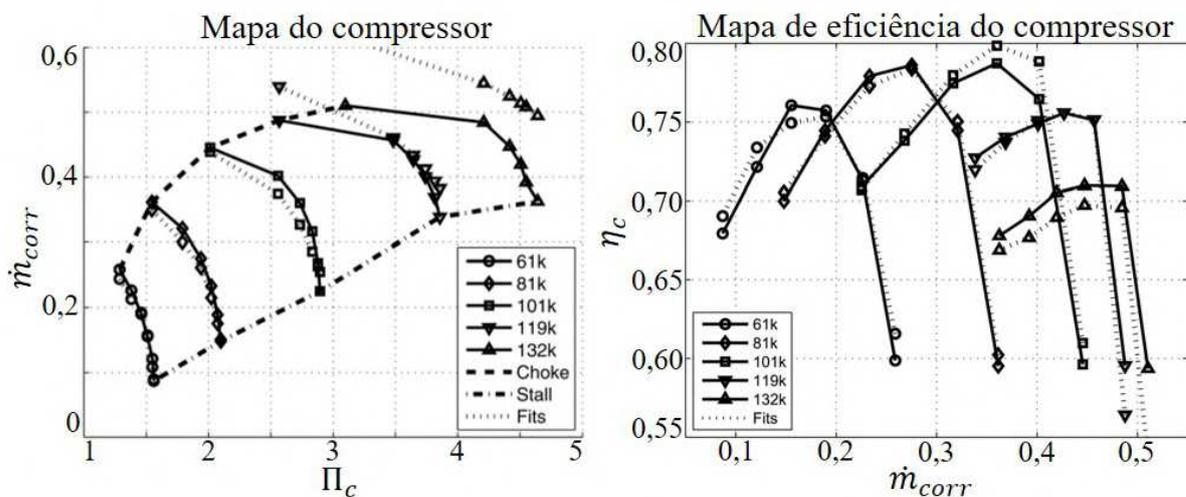
Os coeficientes foram então determinados empregando algoritmo de mínimos quadrados ponderados. Como resultado, a vazão mássica estimada pôde ser determinada através de uma função de apenas duas variáveis, a razão de pressão através do compressor, Π_{t-t} , e a rotação compressor.

O parâmetro de eficiência colapsada proposto por Stricker *et al.* (2014), η'_c , também foi ajustado como uma função do parâmetro de vazão adimensional, como exposto na Equação 43, e os coeficientes foram determinados usando mínimos quadrados ponderados.

$$\eta'_{c,est} = c_1 \Phi'_c + c_2 \quad (43)$$

Na Figura 25 estão apresentados os resultados dos ajustes encontrados por Stricker *et al.* (2014) em sobreposição aos mapas originais do compressor estudado pelos autores.

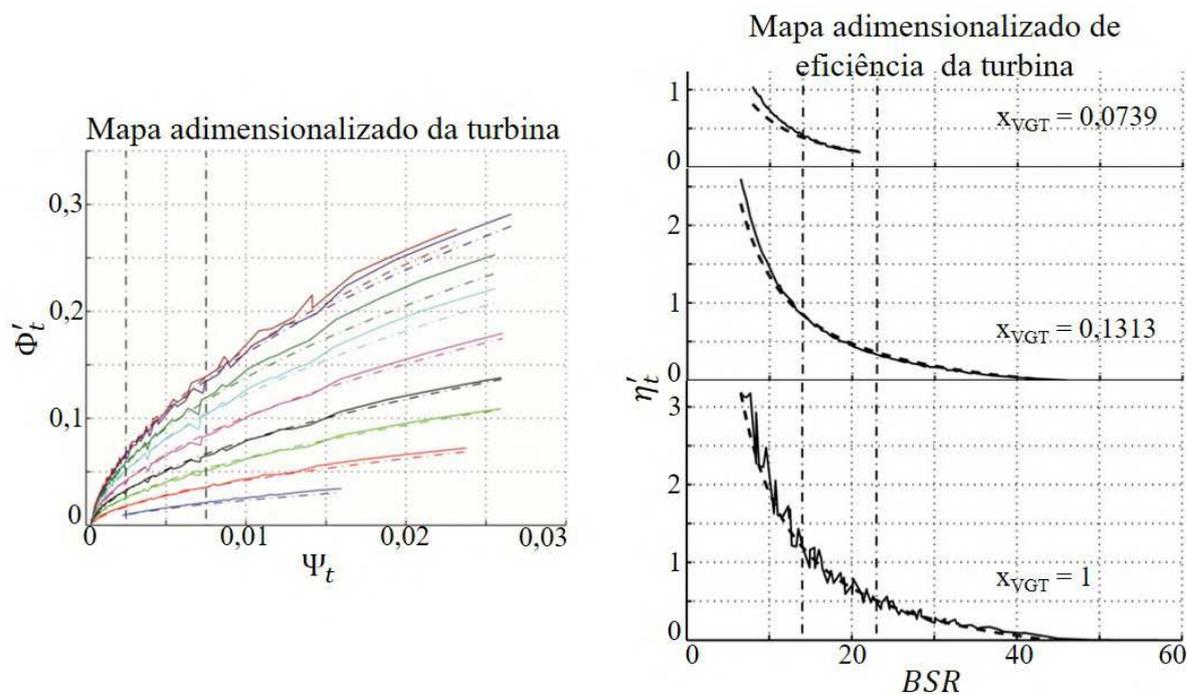
Figura 25 – Mapas de desempenho originais e ajustes encontrados por Stricker *et al.* (2014) para um compressor centrífugo automotivo.



Fonte – Adaptado de Stricker *et al.* (2014).

Na Figura 26 estão apresentados os resultados dos ajustes encontrados por Stricker *et al.* (2014) em sobreposição ao mapa adimensionalizado com dados experimentais proposto pelos autores e o ajuste em sobreposição ao mapa adimensionalizado de eficiência da turbina com dados experimentais para três posições da VGT.

Figura 26 – Comparação entre os dados experimentais e os ajustes encontrados nos mapas adimensionalizados da turbina propostos por Stricker *et al.* (2014).



Fonte – Adaptado de Stricker *et al.* (2014).

Já na modelagem da turbina proposta por Stricker *et al.* (2014), o maior benefício da transformação nos parâmetros adimensionais Ψ_t e Φ'_t foi a redução de 108 linhas de operação

do mapa original da turbina para 9 linhas do mapa $\Psi_t \times \Phi'_t$, uma para cada posição da VGT. A faixa de operação da turbina observada quando em conjunto com o motor foi aproximada a uma função linear da raiz quadrada de Ψ_t , com os coeficientes fixados para a maior abertura da VGT. Então, um fator de escala foi introduzido como uma função quadrática da posição da VGT para ajustar às rotações mais baixas dos mapas. Uma rotina de mínimos quadrados foi empregada para ajustar os valores dos coeficientes. De maneira similar, a eficiência adimensionalizada da turbina foi ajustada como uma função inversa de BSR, com os coeficientes ajustados ao maior mapa. Um fator de escala também foi introduzido para ajustar aos menores mapas em função da posição da VGT.

Além de fazer parte de diversas modelagens como apoio a modelos físicos no cálculo do desempenho do equipamento, os modelos semi-físicos também encontram uso no cálculo direto do estado do equipamento.

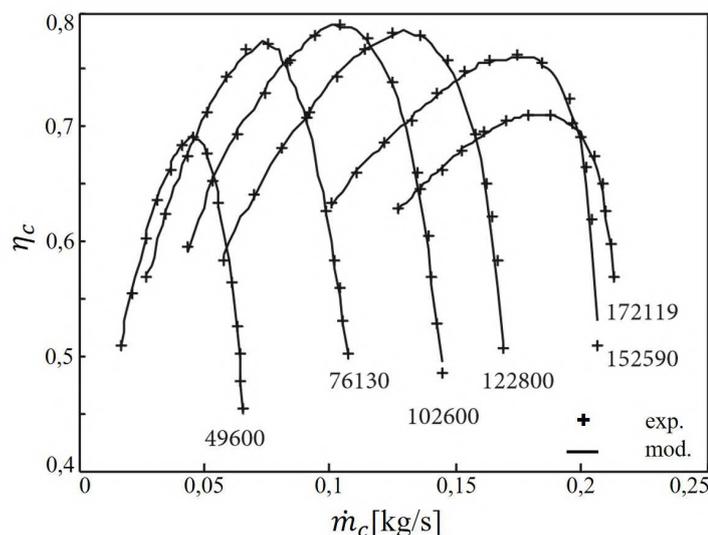
Zhang *et al.* (2015) propuseram um modelo de regressão para a eficiência isentrópica do compressor além do modelo de linha média. Tal modelo consistiu em um polinômio do quarto grau com a razão entre o parâmetro de vazão mássica e a frequência angular do compressor como variável de entrada, e com coeficientes determinados através de um polinômio de terceira ordem em função da frequência angular.

$$\eta_c = f_1(\omega_{TC}) \left(\frac{\phi}{\omega_{TC}}\right)^4 + f_2(\omega_{TC}) \left(\frac{\phi}{\omega_{TC}}\right)^3 + f_3(\omega_{TC}) \left(\frac{\phi}{\omega_{TC}}\right)^2 + \dots$$

$$f_4(\omega_{TC}) \left(\frac{\phi}{\omega_{TC}}\right) + f_5(\omega_{TC}) \tag{44}$$

$$f_i(\omega_{TC}) = a_i \omega_{TC}^3 + b_i \omega_{TC}^2 + c_i \omega_{TC} + d_i$$

Figura 27 – Comparação entre o ajuste encontrado por Zhang *et al.* (2015) e valores experimentais para a eficiência isentrópica de um compressor centrífugo automotivo.



Fonte – Adaptado de Zhang *et al.* (2015).

Segundo Zhang *et al.* (2015), o erro máximo relativo para esta abordagem foi de aproximadamente 7% para rotações de 172119 *rev/min* e 102600 *rev/min*. para outras rotações, o erro relativo foi inferior a 0,4%. Na Figura 27 está apresentado o ajuste para a eficiência isentrópica do compressor encontrado por Zhang *et al.* (2015) em comparação aos resultados experimentais.

Ainda, o modelo da turbina proposto por Zhang *et al.* (2015) consistiu em dois submodelos: o modelo para o parâmetro de vazão mássica e o modelo de eficiência isentrópica da turbina. O parâmetro de vazão mássica por si foi modelado através de um par de equações de valor médio. Contudo, a área efetiva da turbina foi modelada como uma equação de regressão em função da razão de pressão e da rotação. Finalmente, a eficiência isentrópica da turbina proposta pelos autores foi estimada por modelo de regressão em função da BSR e da rotação. O erro médio entre os valores experimentais e simulados foi de 1,2%.

Park *et al.* (2015) propuseram um controlador com alimentação direta para uma VGT baseado em modelos empíricos das eficiências isentrópicas do compressor e da turbina. Tal controlador consistiu em quatro submodelos, sendo o balanço de massa do coletor do escapamento, a potência do compressor, a potência da turbina e o modelo da posição da VGT. Os modelos das eficiências isentrópicas são utilizados nos respectivos submodelos de potências. Os autores deduziram os modelos práticos de eficiência isentrópica usando dados experimentais de um motor em regime permanente sem o uso de sensores de rotação do TC.

$$\eta_c = c_{c1} + c_{c2}x_c + c_{c3}y_c + c_{c4}x_c^2 + c_{c5}x_c y_c + c_{c5}y_c^2$$

em que:

$$x_c = \Pi_{t-t} \text{ e } y_c = \dot{m}_{corr}$$

(45)

$$\eta_t = c_{t1} + c_{t2}x_t + c_{t3}y_t + c_{t4}x_t^2 + c_{t5}x_t y_t + c_{t5}y_t^2$$

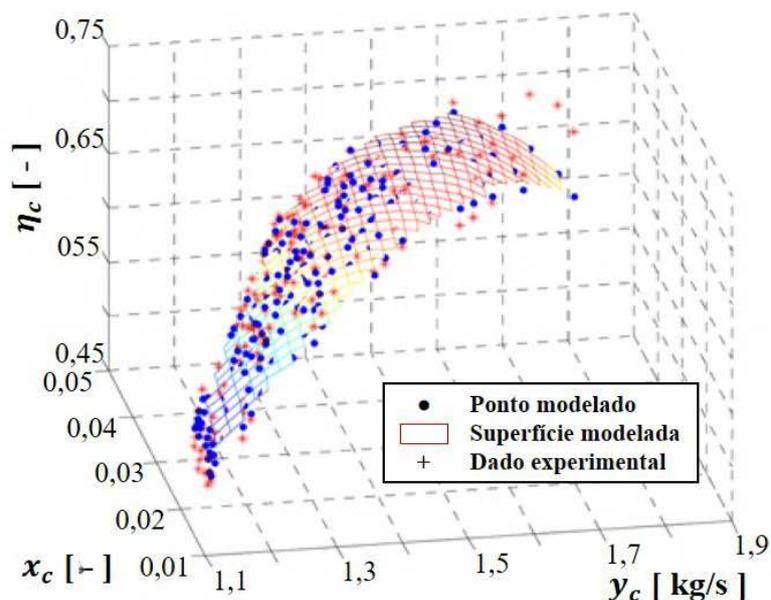
em que:

$$x_t = \Pi_t \text{ e } y_t = \frac{\dot{m}_{corr}}{u_{VGT}/u_{VGT,max}}$$

sendo u_{VGT} a posição do atuador das aletas direcionadoras da VGT.

O modelo de eficiência isentrópica do compressor teve como variáveis a razão de compressor e a vazão mássica. Na Figura 28 esta apresentada a comparação entre as respostas experimental e modelada para a eficiência isentrópica do compressor às variáveis propostas.

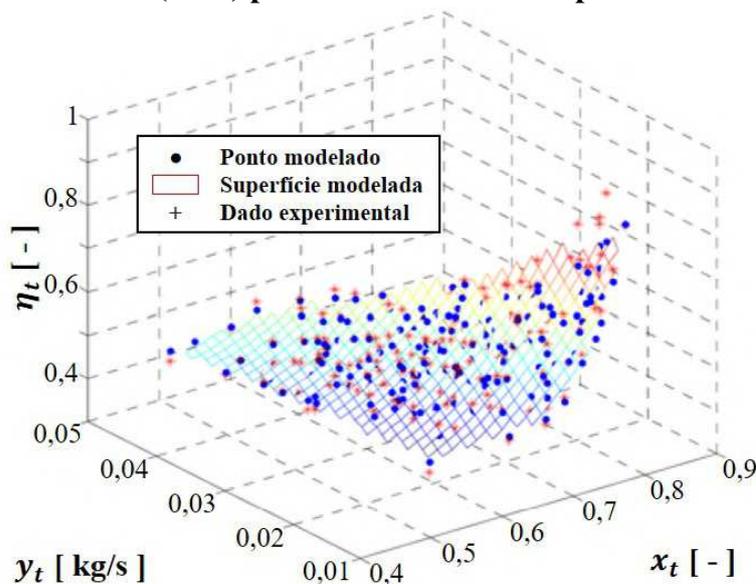
Figura 28 – Comparação entre resultados experimentais e modelados encontrados por Park *et al.* (2015) para a eficiência isentrópica do compressor.



Fonte – Adaptado de Park *et al.* (2015).

O modelo de eficiência isentrópica da turbina também empregou a razão de expansão da turbina em conjunto com a razão entre a vazão mássica da turbina e a posição das aletas da VGT. Na Figura 29 esta apresentada a comparação entre as respostas experimental e modelada para a eficiência isentrópica da turbina às variáveis propostas.

Figura 29 – Comparação entre resultados experimentais e modelados encontrados por Park *et al.* (2015) para a eficiência isentrópica da turbina.



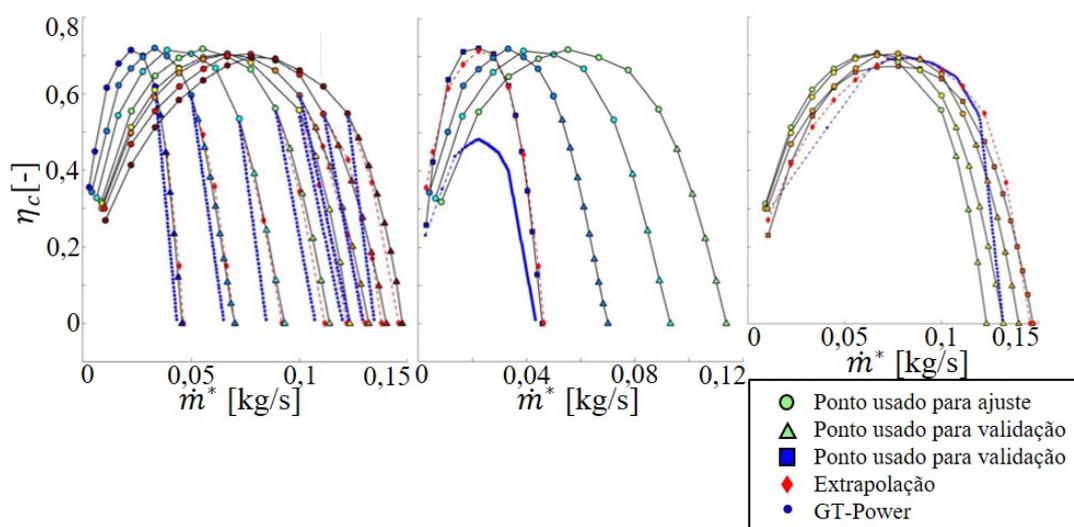
Fonte – Adaptado de Park *et al.* (2015).

Segundo Park *et al.* (2015), os polinômios de segundo grau com duas variáveis puderam refletir as características e efeitos associados/conjugados dos dois estados de entrada. A validação dos resultados do modelo de eficiência isentrópica do compressor apresentara R^2 de 0.9067 com $RMSE$ se 0.01634, enquanto a validação do modelo de eficiência isentrópica da turbina apresentara R^2 de 0.9449 com $RMSE$ de 0.01917 respectivamente. Para verificar a efetividade dos modelos de eficiência isentrópica, eles foram aplicados nos algoritmos de controle da VGT. Segundo Park *et al.* (2015), os resultados demonstraram que os modelos estimaram as eficiências isentrópicas apropriadamente no sistema de controle em tempo real do MCI. Ademais, algoritmo de controle com alimentação direta da VGT com os modelos propostos apresentaram uma melhoria no desempenho do monitoramento da pressão de sobrealimentação, particularmente em operação transiente.

Galindo *et al.* (2016) apresentaram uma metodologia para extrapolação da eficiência isentrópica do compressor, com o intuito de analisar um MCI turboalimentado com o uso de códigos de simulação. Uma abordagem zonal foi feita para adaptar a diferentes fenômenos encontrados foi da zona de operação usual do compressor. Foi tomada especial atenção na região de baixas rotações, uma vez que é uma região do compressor relativamente usual durante a operação em conjunto com o MCI.

O modelo proposto por Galindo *et al.* (2016) dependeu da normalização das linhas de isorotação, e os valores necessários para esta normalização possuem um papel principal durante o este processo. Como relatado pelos autores, determinando a eficiência isentrópica como nula para a extrapolação da vazão mássica corrigida em $\Pi_{t-t} = 1$ foi coerente para ambos os modelos de extrapolação. Por fim, uma função flexível foi definida pelos autores a fim de representar todas as linhas de eficiência isentrópica normalizadas. Na Figura 30 estão apresentados os resultados das extrapolações propostas em comparação com as modelagens padrão do GT-Power.

Figura 30 – Comparação entre as extrapolações através das modelagens propostas por Galindo *et al.* (2016) e através dos modelos padrão do GT-Power.



Fonte – Adaptado de Galindo *et al.* (2016).

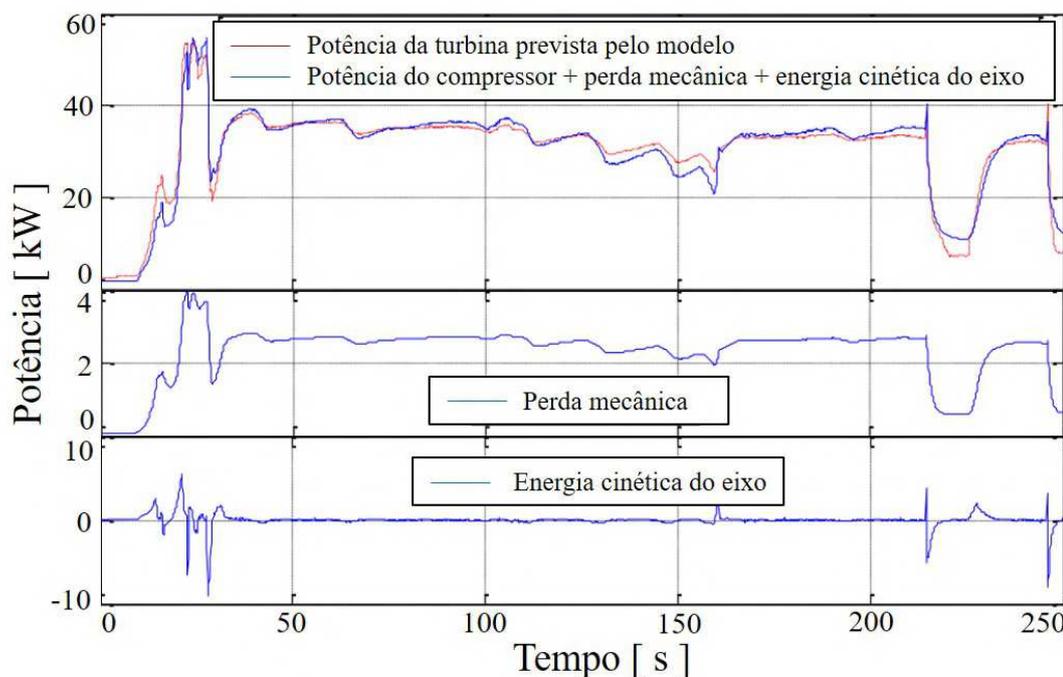
A metodologia proposta por Galindo *et al.* (2016) obteve boa concordância com os pontos mensurados na região de baixa pressão. As pequenas discrepâncias encontradas para rotações altas foram atribuídas ao modelo de extrapolação da razão de compressão. O método proposto também foi capaz de extrapolar a menor isorotação com baixa incerteza. Contudo, a falta de uma linha de entupimento no compressor modelado implicara em uma pequena distorção nas isorotações normalizadas. Este fenômeno resultara em um excesso na vazão mássica prevista para a maior eficiência isentrópica.

Zeng *et al.* (2016) propuseram uma modelagem do estado de uma TGV a partir das equações de turbina de Euler, tendo a posição das aletas direcionadoras, α_1 , e a perda mecânica do equipamento, \dot{W}_{loss} , como parâmetros de entrada. Os autores propuseram dois submodelos simples para estes parâmetros, representados na Equação 47, correlacionando α_1 à posição do atuador da TGV, u_{VGT} , e \dot{W}_{loss} à N_{TC} através de polinômios do segundo grau.

$$\begin{aligned}\dot{W}_{loss} &= c_1 N_{TC}^2 + c_2 N_{TC} + c_3 \\ \alpha_1 &= c_4 u_{VGT}^2 + c_5 u_{VGT} + c_6\end{aligned}\quad (46)$$

Os modelos foram validados contra dados em regime permanente de bancada dinamo-métrica e dados transientes de teste em veículo. Na Figura 31 está apresentado o resultado da validação com os dados do regime transiente.

Figura 31 – Validação da modelagem proposta por Zeng *et al.* (2016) com dados do regime transiente.



Fonte – Adaptado de Zeng *et al.* (2016).

Segundo Zeng *et al.* (2016), as previsões dos modelos propostos apresentaram concordância apropriada com os dados experimentais, o que os indicara que a modelagem proposta

seria promissora para a modelagem da eficiência mecânica e da potência da turbina. Ainda, devido à natureza analítica do modelo e a integração direta do ângulo das aletas no desempenho da turbina, o modelo proposto foi considerado como tendo potencial para ser usado em problemas de controle de VGT de acordo com Zeng *et al.* (2016).

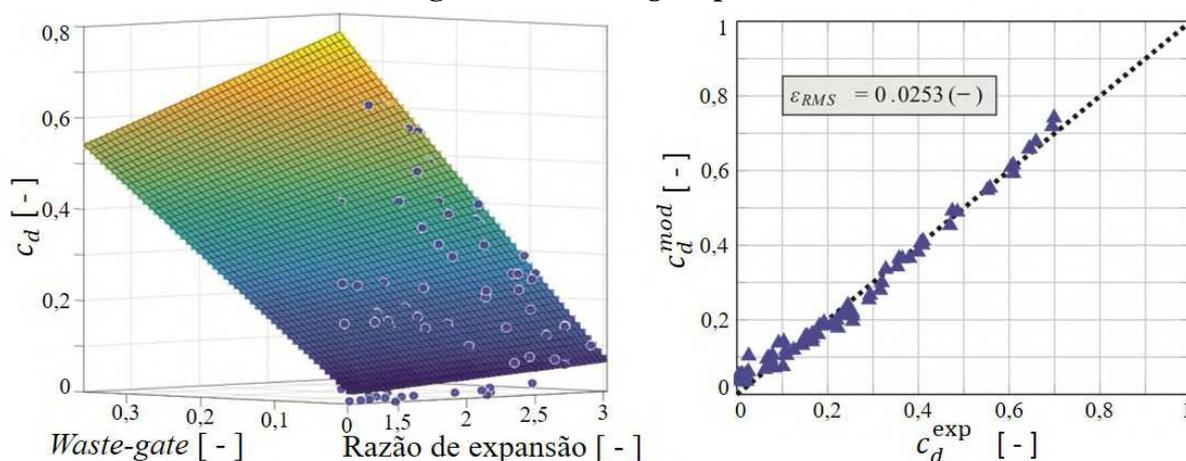
Serrano *et al.* (2017) apresentaram um método experimental para realizar uma caracterização apropriada do coeficiente de descarga de uma válvula de *wastegate* integrada a um TC. Em seguida, o coeficiente de descarga foi ajustado a um modelo matemático para permitir a sua previsão durante simulações. Os autores determinaram o coeficiente de descarga mensurado como a razão entre as vazões mássicas reduzidas real e ideal, que foram determinadas a partir de valores de temperatura, pressão e vazão mássica. O desempenho observado pelos autores aumentou com o aumento da abertura da válvula bem como com o aumento da razão de expansão.

A fim de obter uma expressão que pudesse ser empregada para prever a variação nas condições de operação do motor, Serrano *et al.* (2017) modelaram o coeficiente de descarga como uma função polinomial da razão de expansão e da abertura da válvula *wastegate*.

$$C_d^{mod} = a\Pi_t + b\left(\frac{\%WG}{100}\right) + c\Pi_t\left(\frac{\%WG}{100}\right) \quad (47)$$

O modelo empírico foi ajustado a dados experimentais. Os coeficientes de descarga da *wastegate* simulados tiveram boa concordância com os valores obtidos experimentalmente. observou-se um *RMSE* de 0,0253, que corresponde a um erro máximo de 3,6% a 35% de abertura. Como consequência, um *RMSE* de $5.017e^{-07} kg.\sqrt{K}/s.Pa$ foi observado para a vazão mássica reduzida, equivalente a um erro máximo de 3,77%. Na Figura 32 está apresentada a comparação entre o resultado modelado e o experimental para o coeficiente de descarga encontrados por Serrano *et al.* (2017).

Figura 32 – Comparação entre a superfície modelada e pontos experimentais para o coeficiente de descarga de uma *wastegate* por Serrano *et al.* (2017).



Fonte – Adaptado de Serrano *et al.* (2017).

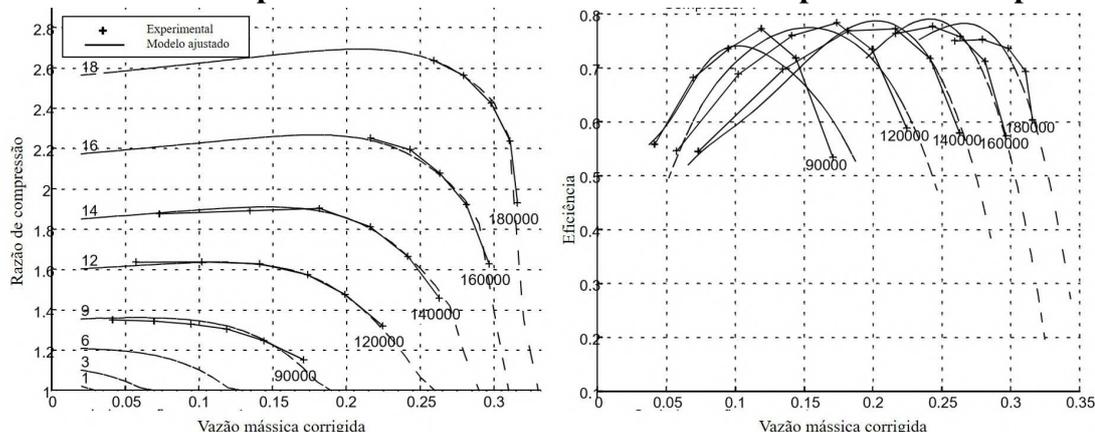
Modelos empíricos

Modelos empíricos, também chamados de modelos de caixa preta, consistem em uma família de modelos nos quais os parâmetros não possuem significância física, mas são ajustados com o objetivo de encontrar um modelo bom que reproduza bem os dados observados (LINDSKOG; LJUNG, 1994). Para modelos de caixa preta lineares, o objetivo é descrever ou aproximar a frequência de resposta do sistema. Por outro lado, modelos empíricos não lineares são consideravelmente mais complexos. Nada é excluído e, conseqüentemente, um grande campo amostral precisa ser empregado no ajuste. A área de conhecimento que trata de modelos de caixa preta não lineares é diversa, abrangendo desde a Teoria da Aproximação a conceitos como Redes Neurais (SJÖBERG *et al.*, 1995).

Como apontado por Moraal e Kolmanovsky (1999), as redes neurais já vinham se tornando cada vez mais populares para uma vasta gama de aplicações a mais de vinte anos atrás. De fato, esta estrutura de modelos foi introduzida em diversos campos tanto para aplicação em tomadas de decisão (GU; YANG, 2007) quanto como método de aproximação (HUANG; SARATCHANDRAN; SUNDARARAJAN, 2005). No campo automotivo, as redes neurais tem sido empregadas para a detecção de falhas (WU; LIU, 2008) (SHI-LI; ZHEN-MIN; YONG, 2015), para modelar emissões (NIKZADFAR; SHAMEKHI, 2015) e para o controle de MCIs (MÜLLER; HEMBERGER; BAIER, 1997) (MA; YANG, 2008) (KHATRI; KUMAR, 2000). Por fim, redes neurais também foram propostas para o monitoramento, diagnóstico e prognóstico de turbinas a gás (LI; PALAZZOLO; WANG, 2016).

Moraal e Kolmanovsky (1999) ajustaram ambos os mapas do compressor em uma única rede neural de duas entradas e duas saídas. Os autores alcançaram bons resultados para o ajuste da razão de compressão e da eficiência isentrópica em função da vazão mássica e da rotação do compressor. Na Figura 33 estão representados os mapas de vazão mássica versus razão de compressão e eficiência isentrópica experimentais e ajustados por redes neurais obtidos por Moraal e Kolmanovsky (1999).

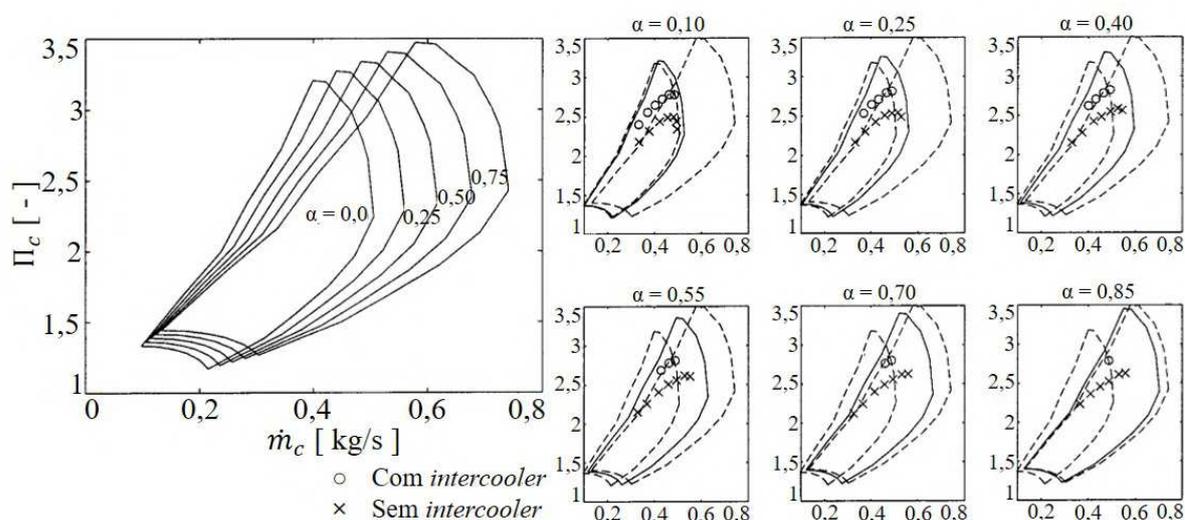
Figura 33 – Resultados experimentais e ajuste por redes neurais de mapas de vazão versus razão de compressão e vazão versus eficiência isentrópica de um compressor



Fonte – Adaptado de MORAAL e KOLMANOVSKY, (1999).

Já Nelson, Filipi e Assanis (2003) apresentaram uma modelagem por redes neurais alternativa para o escoamento do compressor, capaz de reduzir o mapa de uma família inteira de compressores que diferiam apenas por um fator α . O objetivo dos autores foi avaliar o desempenho de TCs não existentes, antes da criação de um protótipo físico. A rede neural, previamente treinada, foi implementada em uma rotina de simulação de um MCI diesel de 14 l a fim de comparar os resultados com os resultados de uma rotina de interpolação. Na Figura 34 estão apresentados a sobreposição dos mapas da família de compressores utilizados por Nelson, Filipi e Assanis (2003) no treinamento da rede neural e seis sobreposições do desempenho de um motor em mapas de compressores previstos pela ferramenta treinada.

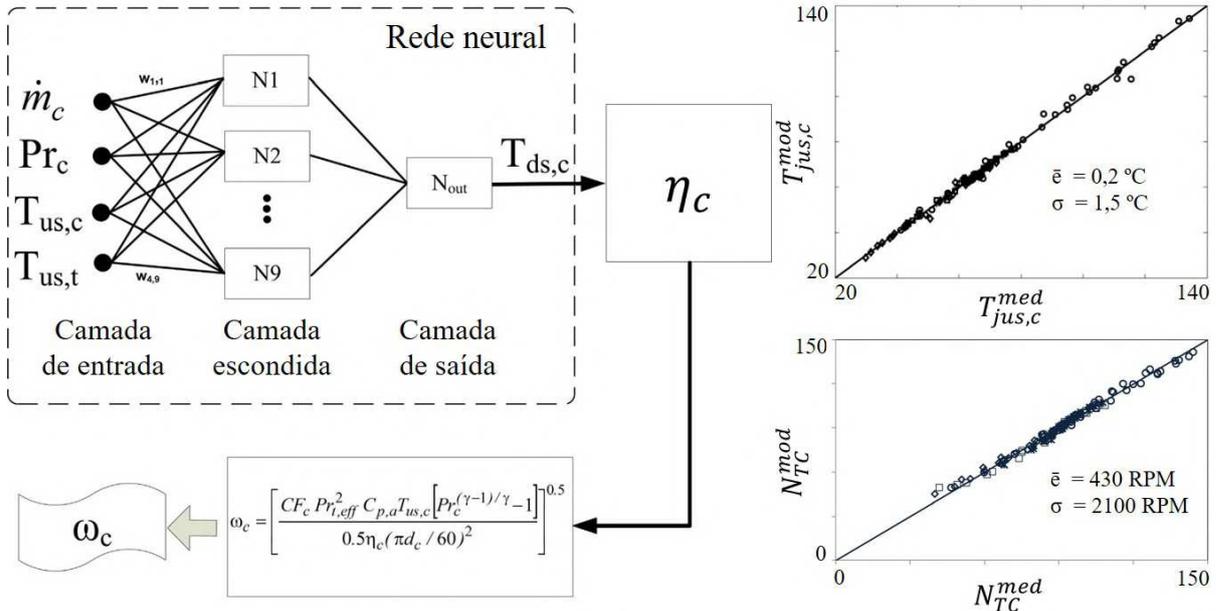
Figura 34 – Mapas da família de compressores utilizados por Nelson, Filipi e Assanis (2003) no treinamento da rede neural e mapas previstos pela ferramenta.



Fonte – Adaptado de Nelson, Filipi e Assanis (2003).

Além do uso para simulação do desempenho, as modelagens por redes neurais podem ser empregadas para estimar variáveis não mensuradas. Um exemplo de tal abordagem é a estratégia para estimar a rotação do compressor proposta por Salehi, Vossoughi e Alasty (2014), que requer que a eficiência isentrópica do compressor seja conhecida. A temperatura a jusante do compressor foi modelada através de uma rede neural empregando como variáveis de entrada a razão de compressão, as temperaturas a montante do compressor e da turbina e a vazão mássica do compressor. A temperatura a jusante do compressor foi então empregada para calcular a eficiência isentrópica do compressor. Em seguida, a eficiência isentrópica, o coeficiente de rotação estimado e a definição do coeficiente de carga foram empregados para determinar a rotação do compressor. Na Figura 35 estão apresentados o diagrama do modelo para determinação da rotação do TC e a incerteza observada para a determinação da temperatura a jusante do compressor e da rotação do TC.

Figura 35 – Diagrama da modelagem da rotação do TC proposta e incertezas observadas por Salehi, Vossoughi e Alasty (2014).



Fonte – Adaptado de Salehi, Vossoughi e Alasty (2014).

2.3 Considerações finais

Os MCIs estão entre as principais fontes de potência mecânica, sobretudo no setor de transportes. Como consequência, há uma grande pressão para que haja um aumento da eficiência energética desses equipamentos. Os MCIs alternativos são dispositivos que transformam a energia potencial química em trabalho através da combustão. Esta transformação é diretamente influenciada pela eficiência de conversão de combustível e pela eficiência volumétrica do motor, pelo aumento da densidade do ar e pelo aumento da razão F/A que pode ser utilmente utilizada pelo motor.

Os TCs estão entre os dispositivos empregados para aumentar a potência produzida pelos MCIs através do aumento da densidade da mistura admitida e, indiretamente, do aumento da eficiência volumétrica do conjunto. Na sobrealimentação com TCs, a energia residual dos gases de escape do MCI é recuperada por uma turbina e transferida ao compressor através de um eixo comum, caracterizando um acoplamento termodinâmico e sem consumo da potência de eixo do MCI. O processo de seleção de um TC para um determinado MCI intitula-se *matching*. Neste processo, procura-se selecionar um TC que opere em regiões de operação apropriadas para determinadas faixas de operação do MCI.

Além da sobrealimentação, a otimização dos sistemas de controle se tornou crucial para o aumento da eficiência energética de MCIs. Não obstante, o controle de TCs pode ser consideravelmente dispendioso. Uma boa eficácia no controle requer modelos matemáticos precisos e simples o bastante para serem implementados diretamente ou na concepção destes sistemas.

O objetivo da modelagem orientada ao controle de TCs é realizar a previsão do desempenho a baixo custo computacional empregando uma instrumentação enxuta. Estes modelos são

construídos para serem empregados em simulações computacionais ou empregados diretamente na determinação do estado termodinâmico de TCs para estudos de *matching* ou de sistemas de controle de MCIs.

A necessidade de um baixo custo computacional de tempo e de alimentação do modelo impõe simplificações no seu equacionamento matemático. Como consequência, existe a necessidade da realização do ajuste e validação dos modelos com o uso de dados experimentais para que seja possível realizar a previsão do desempenho.

Estes modelos matemáticos empregados na modelagem orientada ao controle de TC podem ser categorizados dependendo do conhecimento dos fenômenos físicos que são empregados na sua construção através da identificação de sistemas. Estes modelos são categorizados como modelos físicos, que podem ser divididos em modelos de linha média, modelos de valores médios e análise de adimensionais, semi-físicos, representados por análises de regressão, e empíricos, representados por metodologias como redes neurais.

Diversas abordagens estão presentes na bibliografia, não havendo uma modelagem padrão que atenda a todas as necessidades da modelagem orientada ao controle. Esta pluralidade da modelagem orientada ao controle atribui-se à grande abrangência do uso desta modelagem, apresentando valores de incerteza e recursos necessários de acordo com cada aplicação.

Através da pesquisa no estado da arte, observa-se que as modelagens orientadas ao controle empregadas em simulações de sistemas para *matching* e criação de sistemas de controle enfatizam a fidelidade da previsão do desempenho com os dados experimentais. Esse grupo de aplicação emprega modelos matemáticos com maior detalhamento dos processos físicos, como modelos de linha média, ou com maior campo amostral para ajuste, como a modelagem por redes neurais.

Por outro lado, observa-se na bibliografia que o custo computacional e a instrumentação disponível têm maior peso na modelagem orientada ao controle desenvolvida para o uso em observadores e controladores. Assim, a incerteza necessária deve ser atingida através da seleção do grupo de modelos que compõe a modelagem e de processos de ajuste e validação adequados da modelagem.

Através da pesquisa bibliográfica realizada neste trabalho, observou-se o emprego de modelos de valores médios e análise de adimensionais em conjunto com modelos polinomiais e o uso direto de análise de regressão na modelagem orientada ao controle para emprego direto em observadores e controladores.

3 METODOLOGIA

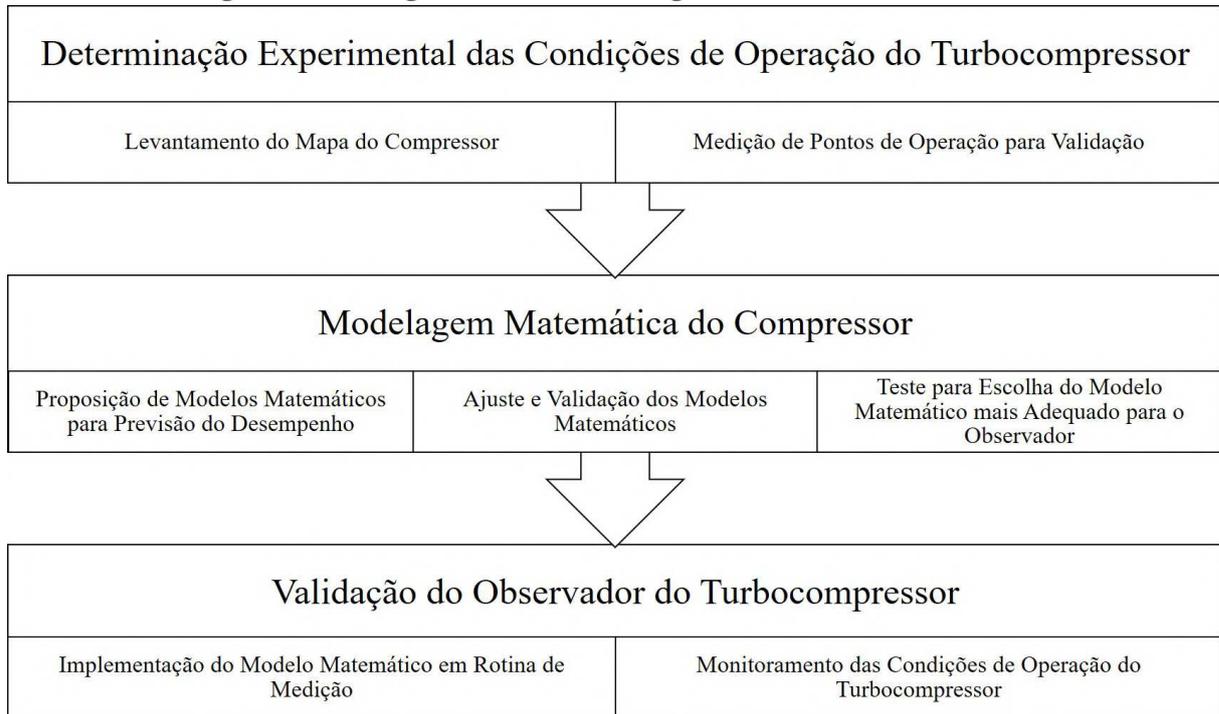
A fim de conceber um observador de TCs para uso direto no ensaio de calibração do sistema de controle de MCIs, a metodologia parte da determinação experimental das condições de operação de um TC da marca BIAGIO modelo BBV1000. Esta etapa divide-se em duas fases: o levantamento dos Mapas do TC e levantamento de pontos de validação.

Para estimar as condições de operação, quatro estratégias de modelagem matemática de TC foram consideradas neste estudo. Estes modelos foram então ajustados e validados com os dados experimentais aquisitados. Os resultados do ajuste e validação dos modelos foram então empregados para a comparação dos seus desempenhos.

Por fim, o conjunto de modelos que apresentou menor custo computacional possuindo baixos níveis de incerteza foi implementado em uma rotina de monitoramento de experimentos. Em seguida, um ensaio foi realizado para validar as previsões de desempenho apresentadas pelo observador durante o funcionamento do turbocompressor.

Na Figura 36 estão apresentadas as etapas da metodologia adotada neste trabalho em um diagrama.

Figura 36 – Diagrama da metodologia adotada neste trabalho.



Fonte – Autor.

Neste capítulo, será descrito todo o aparato experimental utilizado, detalhando o TC utilizado, a bancada de ensaio a quente de TCs, a instrumentação e, por fim, o sistema de monitoramento e controle. Serão descritos também os procedimentos empregados para a determinação das condições de operação do compressor, referenciando as normas utilizadas e as considerações tomadas para o levantamento dos mapas e dos pontos de validação. Em seguida, serão

apresentados os modelos matemáticos considerados e o critério de desempenho dos modelos avaliados neste trabalho. Por fim, serão apresentados o ambiente de programação e aparato experimental adotados para a construção do algoritmo do observador de TC e sua validação, bem como os critérios de avaliação do seu desempenho.

3.1 Aparato experimental

Os ensaios para a determinação das condições de operação do TC BIAGIO BBV1000 foram realizados na bancada de ensaio a quente de TCs do LabTURBO - CTM, pertencente à Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG). Tal bancada foi originalmente concebida por Venson (2007) e posteriormente modificada por Rodríguez (2019) para atender às normas internacionais SAE J922, SAE J1723 e SAE J1826. A bancada de ensaio a quente de TCs emprega uma câmara de combustão tubular de combustíveis gasosos para o aumento da entalpia do ar que alimenta a turbina. A bancada foi concebida para permitir a configuração do escoamento em 1 elo, em que a descarga do compressor é direcionada à câmara de combustão, ou 2 elos, em que o escoamento do compressor e o escoamento da turbina são fisicamente separados. Neste trabalho, os ensaios em bancada de TC foram realizados com o escoamento em 2 elos.

A tubulação que compõe a bancada de ensaio a quente de TCs possui diâmetro interno de 50,8 mm e é conectada por flanges sobrepostos. A turbina e a entrada do compressor são fixadas à bancada através de seções de transição, com conexões com o TC de acordo com as adotadas pelo fabricante do mesmo e conexões padrão com a bancada. A montante da turbina, a seção de transição é conectada à bancada por um flange padrão T3, enquanto flange V é empregado a jusante da turbina. Por fim a admissão do compressor é empregado flange sobreposto e sua saída é ligada à bancada através de mangueira flexível. Os tubos, as seções de transição e os flanges que compõem a bancada de ensaio a quente de TCs foram fabricados em aço ABNT 1020, enquanto a câmara de combustão foi confeccionada em aço inoxidável austenítico ABNT 304. A bancada de ensaio a quente de TCs do LabTURBO - CTM, na configuração empregada neste trabalho, é representada esquematicamente na Figura 37.

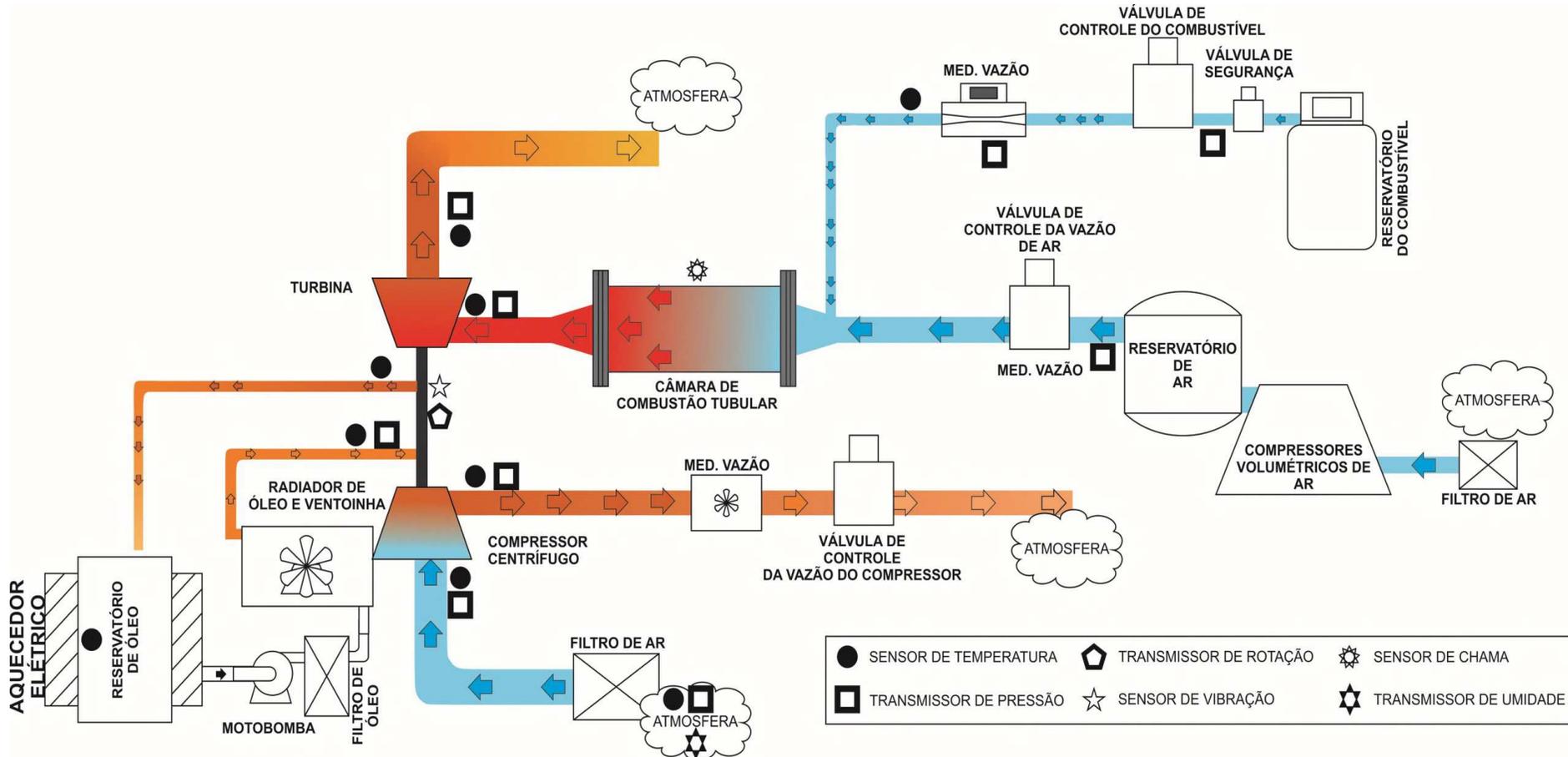
O aparato experimental empregado neste trabalho será descrito nas subseções a seguir. Serão primeiramente apresentados os circuitos da bancada, dividindo-a em elo da turbina, elo do compressor e sistema de lubrificação. Em seguida, será apresentada a instrumentação responsável pela aquisição do estado termodinâmico da bancada. Por fim, será apresentado o sistema de controle e monitoramento da bancada.

3.1.1 Sistemas da bancada

A bancada de TCs pode ser dividida em três sistemas distintos para melhor compreensão do seu funcionamento: o elo da turbina, o elo do compressor e o circuito de lubrificação.

O elo da turbina é composto por todo aparato responsável pela alimentação da turbina e por direcionar os gases que atravessam a turbina à atmosfera. Nele, ar atmosférico é compri-

Figura 37 – Desenho esquemático da bancada de ensaio a quente de TCs do LabTURBO - CTM UFMG na configuração utilizada neste trabalho.



Fonte – Rodríguez (2019).

mido até 4 bar e encaminhado a um reservatório que alimenta a bancada com vazões em regime permanente. Combustível é conduzido até a bancada em uma linha paralela e é injetado na câmara de combustão, onde é oxidado visando o aumento da entalpia dos gases a montante da turbina. Tais produtos de combustão atravessam a turbina, cedendo energia à mesma.

O elo do compressor consiste no equipamento responsável pela medição do escoamento e pelo controle do ponto de operação do compressor, e consequentemente da turbina. No elo do compressor, o ar atmosférico é aspirado após atravessar um filtro de alta vazão. Na descarga do compressor, o escoamento é direcionado a um medidor de vazão e, em seguida, a uma válvula de contrapressão que controla a vazão mássica de ar pelo elo.

Por fim, o circuito de lubrificação é responsável por alimentar o TC com óleo lubrificante automotivo em condições semelhantes às aquelas observadas durante a aplicação em motores a combustão interna. Ressalta-se que além da redução do desgaste do compressor, a alimentação do óleo em temperaturas típicas de operações convencionais reduz a transferência de calor no TC. Esta transferência influencia as condições de operação do TC, aumentando o trabalho de compressão e reduzindo a energia recuperada pela turbina. Ainda, a transferência de calor interfere nas medições do estado do escoamento, que pode ser contabilizado erroneamente como uma maior eficiência isentrópica da turbina e menor eficiência isentrópica do compressor (ROMAGNOLI *et al.*, 2017).

A seguir estão apresentados os componentes de cada sistema da bancada de TCs do LabTURBO - CTM.

Elo da turbina

Responsável pelo fornecimento de energia para o turbocompressor, o elo da turbina da bancada de ensaio a quente de TCs do LabTURBO - CTM é composto por uma linha de ar, uma linha de combustível e uma câmara de combustão.

A linha de ar é constituída por dois compressores volumétricos, um reservatório de ar, uma válvula de controle, a tubulação que direciona o escoamento e um controlador universal. Ambos os compressores empregados são da marca ATLAS COPCO, modelo GA55VSD AFF. Este modelo consiste em unidades enclausuradas compostas de um compressor parafuso com injeção de óleo acionado diretamente por um motor elétrico alojado em uma estrutura com isolamento acústico e arrefecido a ar. O regime de trabalho do compressor é controlado por um microcomputador ELEKTRONIKON GRAPHIC, que atua na rotação do compressor para regular a vazão de ar conforme a demanda.

O reservatório empregado pelo LabTURBO é fabricado em aço carbono ABNT A36 de acordo com a norma ASME VIII DIV 1 de 2001, possui a capacidade de 5 m³ e recebe a vazão de ar pressurizado pelos compressores. O reservatório tem como objetivo permitir uma vazão de ar constante durante os ensaios e amortecer as oscilações causadas pelo funcionamento intermitente dos compressores.

Para controlar a vazão de ar que alimenta a bancada experimental, é empregada uma vál-

vula de serviço geral SPIRAX SARCO modelo LLA31 PTSUSS R3 acionada por um atuador pneumático modelo PN9123E. Além do atuador, um posicionador eletropneumático modelo EPL, que compara o sinal elétrico do controlador com a posição da válvula, foi adotado.

A linha de combustível é composta por um botijão de gás liquefeito de petróleo, pela tubulação de cobre de 6,35 mm de diâmetro, pela válvula de controle do combustível, uma válvula de segurança, um regulador de pressão, um controlador universal e um medidor de vazão.

Uma válvula tipo solenoide da marca THERMOVAL é empregada como válvula de segurança. Para o controle da vazão mássica de gás, é empregado uma válvula de serviço geral KEA41 PPSUSS, da marca SPIRAX SARCO, com atuador pneumático e posicionador eletropneumático idênticos aos da válvula controladora da vazão de ar.

A câmara de combustão empregada, projetada por Venson (2007), é construída em aço inoxidável ABNT 304. A câmara de combustão utiliza um bico injetor de combustível definido por uma geometria de bocal cônico com ângulo de convergência de 45°, possuindo furo concêntrico à tubulação de gás e com diâmetro de 2,5 mm.

Elo do compressor

É chamado de elo do compressor o circuito composto pelo filtro de ar, o sensor de vazão e a válvula de contrapressão, além da tubulação e do compressor. O elemento filtrante empregado na bancada é um filtro do ar de caminhão-trator IVECO STRALIS, modelo 299612641226559. Para o controle da vazão mássica de ar do elo e, conseqüentemente, alterar o ponto de funcionamento do compressor, uma válvula de serviço geral SPIRAX SARCO modelo LLA31 PTSUSS R3 com atuador pneumático modelo PN9123E e posicionador eletropneumático modelo EPL, idêntica à válvula de controle de ar no elo da turbina, é adotada como válvula de contrapressão.

Circuito de lubrificação

O circuito de lubrificação é composto por uma motobomba, um filtro de óleo FRAM PH2863, um radiador de óleo, uma ventoinha de 12 VDC e um reservatório fabricado em aço inox com resistência tipo coleira em cerâmica com termostato da marca WATTCRON para aquecimento do óleo entre a faixa de 30 a 120 °C. O controle da pressão de injeção do óleo é feito pela variação da rotação da motobomba através de um inversor de frequência CFW8, da marca WEG. Os parâmetros de pressão e temperatura utilizados nos ensaios deste trabalho foram de 200 kPa e 90 °C.

3.1.2 Instrumentação

O posicionamento da instrumentação para aquisição da pressão e temperatura da bancada de ensaio a quente de TCs do LabTURBO atende aos padrões estabelecidos pelas normas

SAE J1723 e SAE J1826. A seguir, serão apresentadas a instrumentação empregada para a medição de cada grandeza na bancada de ensaio a quente de TCs.

Pressão

Transdutores piezoresistivos são empregados para a medição da pressão do ar, gás e óleo devido a sua capacidade em medir variações rápidas de pressão. Os transmissores de pressão utilizados e suas respectivas especificações estão apresentados na Tabela 1, em que "Compressor 1" e "Compressor 2" representam respectivamente as posições a montante e a jusante do compressor.

Tabela 1 – Transmissores de pressão empregados na bancada de ensaio a quente de TCs do LabTURBO - CTM.

Fabricante	SpiraxSarco	Wika	Warne	Nuova Fima
Modelo	TP7	R1	WTP-4010	ST 18
Faixa de medição	0 a 1000 kPa	0 a 600 kPa	-50 a 50 kPa	0 a 1000 kPa
Tipo de medição	Manométrica			
Alimentação	8 V a 30 V			
Sinal de saída	4 a 20 mA	0 a 5 V	0 a 10 V	4 a 20 mA
Incerteza	$\leq 0,5\%$	$\leq 2\%$	$\leq 0,25\%$	$\leq 0,5\%$
Ponto de medição	Turbina	Entrada de óleo	Compressor 1	Compressor 2

Fonte – Adaptado de Rodríguez (2019), p. 73.

Os transmissores de pressão são calibrados anualmente utilizando um gerador de pressão manual 800.D e um manômetro digital Z.10.B, ambos fabricados pela ZÜRICH. O manômetro digital possui faixa de calibração de ± 1000 kPa e incerteza de 0,25% do valor de fundo de escala. A calibração é realizada pela comparação da leitura do transdutor a ser calibrado e o valor apresentado no visualizador do manômetro digital, sendo tomadas 3 leituras de pressão em 16 pontos da faixa de pressão nos transmissores a montante do compressor e 11 pontos nos demais transmissores da bancada.

Temperatura

Devido a ampla faixa de temperatura observada na bancada de ensaio a quente de TCs e a necessidade da baixa inércia térmica em conjunto da estabilidade do instrumento de medição, a aquisição da temperatura é uma das tarefas mais complexas. Para tal, o LabTURBO emprega em toda a bancada termopares tipo K, cujo as especificações destes sensores de temperatura empregados na bancada de ensaio a quente de TCs do LabTURBO - CTM estão expostas na Tabela 2.

Tabela 2 – Sensores de temperatura empregados na bancada de ensaio a quente de TCs do LabTURBO - CTM.

Característica	Termopar	
Fabricante	NOVUS	CAMTEC - MIT EXACTA
Modelo	Cromel - Alumel (K)	
Elemento	Simples, 1 medição por termopar	
Faixa de medição	0-1200 °C	0-1080 °C
Sensibilidade	0,040 mV/°C	0,039 mV/°C
Incerteza	0,75% do final de escala	
Ponto de medição	Entrada do compressor	Saída do óleo
	Saída do compressor	
	Ambiente	
	Entrada do óleo	Entrada de gás
	Reservatório de óleo	

Fonte – Adaptado de Rodríguez (2019), p. 74.

Todos os termopares são calibrados na faixa de medição a que são submetidos. Para tal, são coletadas 3 leituras para 5 temperaturas. Para temperaturas entre 100 e 1100 °C, um forno de calibração de termopares CALIBRE AN6200, da marca ANALÓGICA, com resolução de 1 °C é empregado. Para temperaturas mais baixas, gelo, água gelada, água morna e água em temperatura de ebulição são utilizadas. As leituras são comparadas com a leitura de um termopar tipo K calibrado, com incerteza de 0,25%.

Vazão de ar

A vazão de ar pelo elo do compressor é mensurada por um transmissor tipo turbina VTG100, da marca INCONTROL, posicionado a jusante do compressor. Um microprocessador MEV3000, da mesma marca, converte o sinal de frequência de rotação em um sinal de corrente proporcional. As especificações do medidor de vazão estão expostas na Tabela 3.

Tabela 3 – Sensor de vazão de ar empregado na bancada de ensaio a quente de TCs do LabTURBO - CTM.

Característica	Transmissor
Fabricante	INCONTROL
Modelo	VTG100
Amplificador/processador	MEV3000
Caraterística de medição	Turbina
Temperatura de operação	-40 a 180 °C
Pressão manométrica de operação	até 3000 kPa
Faixa de medição	51-1869 m ³ /h
Incerteza	0,2% do valor indicado
Diâmetro nominal	400 mm
Ponto de leitura	Saída do compressor

Fonte – Adaptado de Rodríguez (2019), p. 75.

Rotação do turbocompressor

A rotação de operação do TC é mensurada por um sensor óptico TS350 em conjunto com conversor de sinal TB350, ambos da marca AVL. O sensor óptico é instalado na seção de transição a montante do compressor, a 100 mm da porca. Para possibilitar a leitura do sensor, uma faixa de tinta refletiva na cor prata foi pintada no eixo do rotor, que foi previamente pintado de preto fosco. Para garantir resistência da pintura às condições do ensaio, o eixo do rotor foi tratado com fundo fosfatizante e a pintura foi termicamente tratada conforme especificado pelo fabricante da tinta refletiva. As especificações dos componentes estão apresentadas na Tabela 4.

Tabela 4 – Sensor de rotação do turbocompressor empregado na bancada de ensaio a quente de TCs do LabTURBO - CTM.

Característica	Sensor de rotação	Sistema conversor de sinal
Fabricante	AVL	
Modelo	TS350	TB350
Caraterística de medição	Laser	-
Temperatura de operação	-10 a 70 °C	-
Faixa de medição	6 <i>krev/min</i> a 200 <i>krev/min</i>	-
Comprimento de onda	645 nm	-
Sinal de alimentação	5 V	-
Sinal de saída	-	0-10 V Proporcional 2,5 V 10% pulsos
Ponto de aplicação	Compressor	Transmissão

Fonte – Adaptado de Rodríguez (2019), p. 76.

Vibração

O sensor de rotação é aferido pela comparação da sua leitura com a amplitude da frequência síncrona medida por um acelerômetro de calibração vigente PCB 333B50, da marca PCB PIEZOTRONICS, na carcaça do compressor. Esta comparação é possível devido ao efeito do desbalanceamento natural do conjunto rotativo, um pico de amplitude na frequência síncrona na transformada de Fourier do espectro de aceleração da carcaça. As especificações do acelerômetro estão apresentadas na Tabela 5.

Tabela 5 – Acelerômetro empregado na bancada de ensaio a quente de TCs do LabTURBO - CTM.

Modelo	PCB 333B50
Sensibilidade	1000 mV/g
Faixa de medição	±5 g de pico
Resolução de banda larga	5,0 x 10 ⁻⁵ g rms
Faixa de frequência	0,0005 a 3 kHz
Tipo de sensor	Cerâmico

Fonte – Adaptado de Rodríguez (2019), p. 76.

3.1.3 Sistema de monitoramento e controle

Além do aparato que conduz os escoamentos e a instrumentação que mensura as condições de operação, um importante sistema da bancada de ensaio a quente de TCs é o sistema de monitoramento e controle, composto por uma série de módulos eletrônicos e pelo computador central do LabTURBO - CTM. Este sistema tem como propósito a transmissão de dados entre a bancada e o computador, permitindo o monitoramento e atuação nas condições do ensaio e a preparação do relatório do ensaio realizado. A seguir serão apresentados os componentes dos sistemas de monitoramento e controle.

Sistema de monitoramento

O sistema de aquisição de dados é composto por um conjunto de placas de aquisição de dados da NATIONAL INSTRUMENTS. As placas implementadas no sistema de aquisição são: NI USB-6251 *Mass Term*, o Chassi SCXI-1000, o módulo SCXI-1530, o módulo SCXI-1102 com o acessório SCXI-1308, a NI USB 6009, O chassi cDAQ-9178, o módulo NI-9212 com o acessório NI TB-9214 o módulo NI-9205 com o acessório 781081-01 e o conversor de temperatura NOVUS TxRail. As especificações técnicas e as atividades de cada um dos componentes do sistema serão descritas nos parágrafos seguintes, de acordo com o fluxo de informação de dados.

O módulo SCXI-1102 é projetado com o objetivo de realizar medições de termopares. Cada canal de entrada inclui um amplificador e um filtro passa baixa de 2 Hz, com taxa de amostragem de 333 kS/s, em que S representa amostra (do inglês *sample*). Quando empregado o acessório SCXI-1308, o módulo pode adquirir uma ampla gama de sinais analógicos. Nesta configuração, este módulo permite a coleta de dados de tensão e corrente com sinais de respectivamente ± 10 V e de 4 a 20 mA. A instrumentação e os sinais com os quais o módulo opera na configuração atual estão expostos na Tabela 6.

Tabela 6 – Instrumentação adquirida pelo módulo SCXI-1102.

Item	Sigla	Grandeza de medição	Modelo	Sinal
1	VM02	Vazão no compressor	INCONTROL VTG100	4 a 20 mA
2	PRES04	Pressão na saída do compressor	Nuova Fima ST 18	4 a 20 mA
3	PRES05	Pressão na saída do compressor	Nuova Fima ST 18	4 a 20 mA
4	PRES09	Pressão na entrada da turbina	SpiraxSarco TP7	4 a 20 mA
5	PRES11	Pressão na saída da turbina	SpiraxSarco TP7	4 a 20 mA
6	PRES12	Pressão na saída da turbina	SpiraxSarco TP7	4 a 20 mA
7	PRES15	Pressão no pleno de ar	SpiraxSarco TP7	4 a 20 mA

Fonte – Adaptado de Rodríguez (2019), p. 81.

O módulo SCXI-1530 permite condicionar sinais de acelerômetros e microfones eletrônicos integrados piezoelétricos (IEPE). Cada canal inclui um amplificador de instrumentação de corrente alternada programável, um filtro Bessel passa baixa de 4 polos e uma fonte de cor-

rente de excitação para o acelerômetro de 4 mA. A instrumentação atrelada a este módulo está exposta na Tabela 7.

Tabela 7 – Instrumentação aquisitada pelo módulo SCXI-1530.

Item	Sigla	Grandeza de medição	Modelo	Sinal
1	VIBZ	Aceleração no eixo Z	PCB 352B	IEPE
2	VIBY	Aceleração no eixo Y	PCB 333B50	IEPE
3	VIBX	Aceleração no eixo X	PCB 333B50	IEPE

Fonte – Adaptado de Rodríguez (2019), p. 81.

Responsável por alimentar os módulos SCXI, o chassi SCXI-1000 realiza tarefas de roteamento e de sincronismo para a leitura dos sinais que cada um dos módulos converte. As leituras são armazenadas em um *buffer* interno e permite a interconexão de até quatro módulos.

A NI USB-6251 Mass Term é uma placa DAQ multifuncional otimizada para baixa incerteza de medição a taxas de amostragem de até 2,86 MS/s. A placa realiza a comunicação entre a central de comando e os módulos que coletam os sinais do processo, além de permitir a exibição dos dados coletados. Para a instrumentação atual, taxa de aquisição da placa está configurada em 20 kHz com 2 kS/s, visto que a maior faixa de frequência medida pelos acelerômetros é de 10 kHz.

O módulo NI-9212 é empregado para a leitura da temperatura. Trata-se de um módulo com oito canais de termopar com entrada de ± 78 mV com resolução de 24 Bit. A sensibilidade do módulo é de 0,01 °C e suporta termopares tipo J, K, T, E, N, B, R e S. A instrumentação atrelada ao módulo NI-9212 está apresentada na Tabela 8

Tabela 8 – Instrumentação aquisitada pelo módulo NI-9212.

Item	Sigla	Grandeza de medição	Sensor
1	TEMP03	Temperatura na entrada do compressor	Termopar tipo K
2	TEMP05	Temperatura na saída do compressor	Termopar tipo K
3	TEMP06	Temperatura na saída do compressor	Termopar tipo K
4	TEMP10	Temperatura na entrada da turbina	Termopar tipo K
5	TEMP11	Temperatura na entrada da turbina	Termopar tipo K
6	TEMP12	Temperatura na saída da turbina	Termopar tipo K
7	TEMP13	Temperatura na saída da turbina	Termopar tipo K
8	TEMP14	Temperatura na saída da turbina	Termopar tipo K

Fonte – Adaptado de Rodríguez (2019), p. 82.

Apesar da presença do módulo dedicado à leitura de termopares NI-9212, este módulo possui apenas oito entradas enquanto a bancada de ensaio a quente de TCs possui mais pontos em que a temperatura precisa ser mensurada. Assim, conversores de sinal se fazem necessários para que módulos analógicos possam adquirir temperatura. Para tal, utilizaram-se transmissores de temperatura TxRail.

Os transmissores de temperatura TxRail são programáveis via USB, permitindo a configuração da faixa de medição e o tipo de sensor empregado. Estes sensores podem ser termopares

tipo J, K, T, E, N, R e S e termo resistências tipo Pt100 de 2 ou 3 fios e tensões entre 0 e 50 mV. Por fim, os transmissores de temperatura TxRail proporcionam uma saída linear entre 0 e 10 V. Todos os termopares tipo K adquiridos pelo módulo NI-9205 têm seus sinais convertidos por transmissores TxRail.

O módulo NI-9205 é empregado para a leitura de sinais analógicos na faixa de ± 10 V, possuindo 32 canais relativos ou 16 canais diferenciais. A taxa de amostragem máxima é de 250 kS/s com resolução de 16 Bits. A configuração atual do módulo NI-9205 empregado no LabTURBO - CTM está apresentado na Tabela 9, sendo que os 14 canais analógicos estão ligados de forma relativa.

Tabela 9 – Instrumentação adquirida pelo módulo NI-9205.

Item	Sigla	Grandeza de medição	Sensor
1	TEMP02	Temp. na entrada do compressor	Termopar tipo K
2	TEMP07	Temp. na saída do compressor	Termopar tipo K
3	TEMP09	Temp. na entrada de ar da câmara de combustão	Termopar tipo K
4	TEMP04	Temp. na saída do compressor	Termopar tipo K
5	TEMP08	Temp. na entrada de gás da câmara de combustão	Termopar tipo K
6	TEMP16	Temp. na entrada do óleo do TC	Termopar tipo K
7	TEMP17	Temp. na saída do óleo do TC	Termopar tipo K
8	TEMP15	Temp. na saída da turbina	Termopar tipo K
9	PRES02	Pres. na entrada do compressor	Warme WTP-4010
10	PRES03	Pres. na entrada do compressor	Warme WTP-4010
11	PRES06	Pres. na entrada de gás da câmara de combustão	MPX5100
12	PRES08	Pres. na entrada de ar da câmara de combustão	MPX5100
13	PRES10	Pres. na entrada da turbina	MPX5100
14	PRES14	Pres. na injeção do óleo do TC	Wika R1

Fonte – Adaptado de Rodríguez (2019), p. 83.

Os módulos NI-9212 e NI-9205 são alimentados pelo chassi cDAQ-9178, que também realiza o roteamento e sincronismo para a leitura dos sinais convertidos pelos módulos. As leituras são armazenadas em um *buffer* interno e comunicadas diretamente com a central de comando. O chassi cDAQ-9178 permite a interconexão de até 8 módulos com uma taxa máxima de amostragem de 1,6 MHz. Uma vez que os sinais coletados não apresentam fenômenos de alta frequência, a taxa de amostragem configurada é de 2 kHz.

Por fim, é empregado também um módulo NI USB 6009, que oferece funções básicas de aquisição de dados para aplicações simples, mas sendo suficientemente poderoso para aplicações de medições mais sofisticadas. Este módulo permite aquisição de dados em até 48 kHz e tem oito entradas e duas saídas analógicas. A utilização da NI USB 6009 está detalhada na Tabela 10.

Tabela 10 – Instrumentação adquirida pelo módulo NI USB 6009.

Item	Sigla	Grandeza de medição/Atuador	Dispositivo
1	RTC	Rotação do compressor	AVL TB350
2	UR01	Umidade relativa do ar atmosférico	WTUTA-5700 Warme
3	PWM1	PWM da ventoinha de arrefecimento do óleo	-
4	INV1	Sinal analógico de 0 V - 10 V	Inversor WEG C08

Fonte – Adaptado de Rodríguez (2019), p. 83.

Sistema de controle

O controle das válvulas pneumáticas é realizado utilizando três controladores SX-UNI da SPIRAX SARCO, que realiza comunicação *Modbus* por conexão RS-485. Visto que o computador utilizado não possui comunicação RS-485, é utilizado um conversor para USB.

O início da combustão, a temperatura na entrada da turbina e a vazão de ar comprimido e de gás são agrupados no sistema de combustão. Trata-se de um sistema complexo, visto que deve supervisionar a temperatura de saída dos gases da câmara de combustão além de controlar a ignição. O sistema de controle de combustão é formado por três dispositivos: um programador de chama, um transformador de ignição e duas velas de ignição automotivas modificadas. Ao ser acionado através de um relé, o protocolo de ignição previamente armazenado no programador de chama SELCON PRG-E-U-11-C10-P1 é executado. As características do programador de chama estão apresentadas na Tabela 11, e o protocolo de ignição consiste em uma purga de 10 segundos seguida do acionamento da ignição por 6 segundos.

Tabela 11 – Programador de chama empregado na bancada de ensaio a quente de TCs do LabTURBO - CTM.

Fabricante	SELCON
Modelo	PRG-E-U-11-C10-P1
Alimentação	220 VCA $\pm 10\%$ 60 Hz $\pm 3\%$
Tempo de purga	10 s
Tempo de Ignição	6 s
Aplicação	Câmara de combustão

Fonte – Adaptado de Rodríguez (2019), p. 80.

Para realizar a ignição, o programador de chama ativa o transformador de ignição COFI IGNITIONS TRS1020/1, que polariza duas velas de ignição automotiva. Tal transformador tem a capacidade de gerar uma tensão de 14000 VAC entre os eletrodos. As velas de ignição, cujos eletrodos massa foram removidos, são posicionadas uma a 180° da outra e a uma distância entre a ponta dos eletrodos de aproximadamente 10 mm. A ignição satisfatória na câmara de combustão é identificada pelo aumento e estabilização da temperatura na entrada da turbina.

Sistema supervisor

Os dados coletados por toda a instrumentação da bancada, bem como todas as ordens direcionadas aos atuadores da mesma, são direcionados pelos módulos e chassis ao computador

central do LabTURBO - CTM que opera o programa desenvolvido por Rodríguez (2019) no ambiente *LabVIEW*. Tal programa possui interfaces gráficas que permitem monitorar as variáveis mensuradas durante ensaio experimental.

O programa desenvolvido por Rodríguez (2019) conta também com os controladores manuais das válvulas do ar e do gás que alimentam a câmara e da válvula de contrapressão à jusante do compressor. O programa conta ainda com rotinas de controle automático da combustão para atingir alvos de rotação e temperatura na entrada da turbina, bem como parâmetros da lubrificação.

Atualmente, o computador central do LabTURBO - CTM consiste em um computador de mesa com 16 GB de memória RAM, 2 TB de armazenamento e processador Intel Core i7-4790 de 4GHz de processamento.

Incertezas propagadas para as variáveis calculadas

Rodríguez (2019) apresentou um estudo da propagação de incertezas na bancada de ensaio a quente de TCs do LabTURBO - CTM, tendo os resultados expostos na Tabela 12.

Tabela 12 – Incertezas propagadas na bancada de ensaio a quente de TCs do LabTURBO - CTM para as variáveis calculadas no levantamento de mapas de compressores radiais.

Variável	Incerteza propagada
Π_{t-t}	$\pm 2,3\%$ do valor calculado
\dot{m}_{corr}	$\pm 0,8\%$ do valor calculado
η_{is}	$\pm 8,3\%$ do valor calculado próximos do surge em baixas rotações
	$\pm 2,5\%$ do valor calculado nos demais pontos

Fonte – Adaptado de Rodríguez (2019), p. 102.

Rodríguez (2019) observou que as incertezas calculadas para a eficiência isentrópica do compressor em uma determinada isorotação aumentam ao se reduzir a vazão mássica do compressor. Ainda, observou-se um aumento na incerteza com a redução da rotação de eixo. Segundo Rodríguez (2019), este fenômeno é atribuído ao maior impacto das flutuações de pressão e temperatura na determinação do desempenho do compressor operando em baixa rotação de eixo daquele observado para maiores rotações.

3.2 Determinação das condições de operação do turbocompressor

Nesta seção serão apresentados os métodos adotados para a obtenção dos dados experimentais empregados no ajuste e validação dos modelos matemáticos propostos neste trabalho. Serão discutidas as abordagens adotadas para a estimativa da rotação máxima e a detecção do *surge* do compressor bem como as considerações para a distribuição das amostras a serem mensuradas. Também será apresentado o critério de estabilização térmica da bancada, e os procedimentos de aquecimento da bancada, levantamento do mapa termodinâmico e da aquisição dos pontos para validação.

3.2.1 Estimativa da rotação máxima do turbocompressor

Neste trabalho, realizou-se a estimativa da rotação máxima de operação do TC considerando um número de MACH igual a 0,95 através das Equações 24, 25, 26, 27. Consideraram-se os valores de R e γ como sendo respectivamente 287,053 J/kg.K e 1,4. Consideraram-se os valores de pressão e temperatura no *inducer* e nos canais iguais aos valores atmosféricos no dia do experimento. Por fim, calculou-se a densidade do ar em função de R , p e T . As informações utilizadas para a determinação da rotação máxima do compressor estão expostas na Tabela 13.

Tabela 13 – Informações geométricas do compressor e atmosféricas consideradas para a determinação da rotação máxima do compressor.

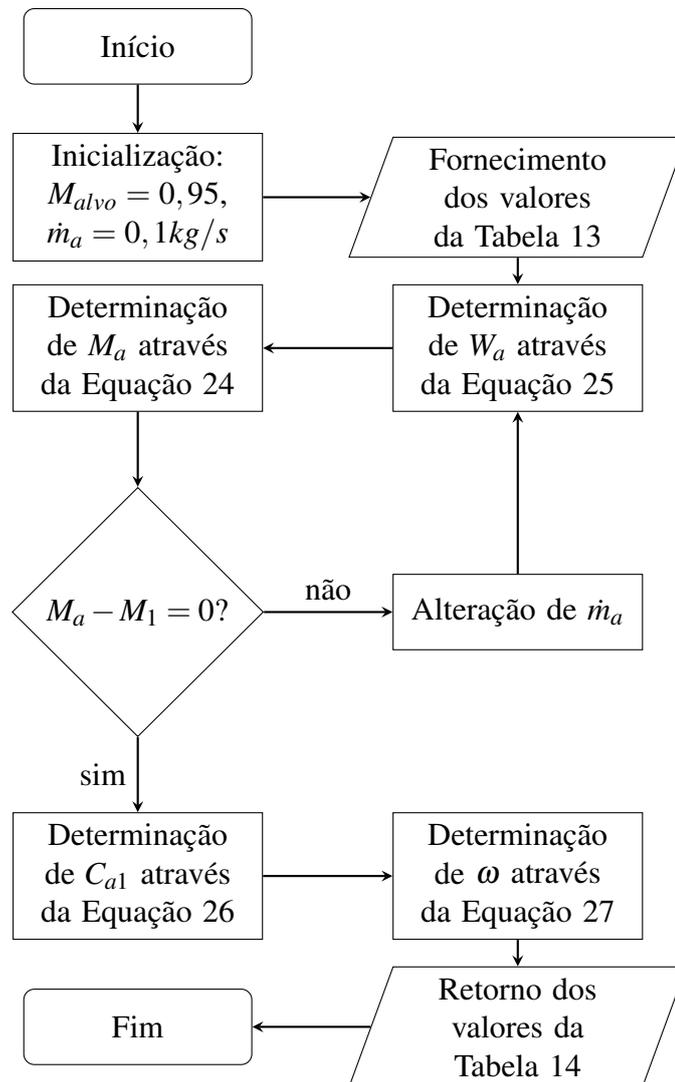
Dados geométricos		
Variável	Valor	Unidade
D_{Ponta}	33,0	mm
D_{Eixo}	12,0	mm
$D_{Exducer}$	49,0	mm
$h_{Exducer}$	3,85	mm
E_{Pa}	1,5	mm
n_{pas}	12,0	--
A_a	$4,36 \times 10^{-5}$	m^2
Condições atmosféricas		
p	697	mmHg
T	25	°C
ρ	1,086	kg/m ³
R	287,053	J/kgK
γ	1,4	--

Fonte – Autor.

Em conjunto com as informações geométricas do compressor e das condições atmosféricas, considerou-se como o Número de Mach máximo na entrada do compressor, M_1 , igual a 0,95. Este valor foi determinado a fim de evitar operação do compressor próximo a velocidades sônicas durante o experimento. Uma estimativa inicial do valor de vazão mássica no canal, m_a , foi então determinada para inicializar o algoritmo de determinação de N_{max} , representado na Figura 38.

Partindo das condições iniciais e das informações agrupadas na Tabela 13, o algoritmo determina W_a , através da Equação 25, e M_a com o uso da Equação 24. A diferença entre M_a e M_1 é então calculada e, caso esta diferença não seja nula, um novo valor para m_a é estimado. Quando a diferença se igualar a zero, o algoritmo então calcula C_{a1} e ω , em rev/s, utilizando respectivamente as Equações 26 e 27. Por fim, os valores finais para as condições de operação no compressor podem ser observados na Tabela 14, com N_{max} convertido em rev/min.

Figura 38 – Fluxograma do algoritmo para determinação da rotação máxima admissível do TC.



Fonte – Autor.

Tabela 14 – Valores considerados e resultantes para a determinação da rotação máxima do compressor.

Determinação da Velocidade		
Variável	Valor	Unidade
M_{alvo}	0,95	--
\dot{m}_a	0,01557	kg/s
$M_{alvo} - M_a$	0,00	--
Condições de operação		
W_a	328,84	m/s
M_a	0,95	--
\dot{m}	0,1869	kg/s
C	231,88	m/s
Rotação máxima estimada		
N_{max}	134945	rev/min

Fonte – Autor.

3.2.2 Aquecimento do banco de ensaio de turbocompressores

Dentre as diretrizes que regem o ensaio de compressores postuladas pela norma internacional SAE J1723, é ressaltada a necessidade de pré-aquecer a bancada e o TC antes do ensaio de mapeamento. Na ausência de um protocolo de aquecimento informado pelo fabricante, a norma supracitada sugere um aquecimento com 5 etapas, com intervalo de tempo, rotações do compressor e razão de compressão determinadas.

A fim de atender à norma SAE J1723, adotou-se neste trabalho uma rotina de preaquecimento da bancada baseada no protocolo apresentado na norma. Adotaram-se os números de etapas, os intervalos de tempo propostos e as rotações calculadas a partir de N_{max} de acordo com a norma SAE J1723. Uma vez que a razão de compressão máxima é uma variável desconhecida no início do estudo, propõe-se a substituição da razão de compressão pela posição da válvula de contrapressão, similar ao adotado por Rodríguez (2019). Assim, definiram-se como posições da válvula de contrapressão para o preaquecimento: completamente aberta, 50% de fechamento da válvula de contrapressão e o fechamento imediatamente antes ao fechamento em que for detectado *surge* do compressor.

Os pontos de operação utilizados para o aquecimento da bancada para os ensaios realizados neste trabalho estão expostos na Tabela 15.

Tabela 15 – Pontos de operação determinados para o aquecimento da bancada.

Etapa	$N[krev/min]$	$FVCP[\%]$	$t[min]$
1	45	0	10
2	90	50	5
3	135	65	3
4	90	50	5
5	45	0	5

Fonte – Autor.

3.2.3 Determinação dos pontos a serem mapeados

A incerteza da representação do desempenho pelos mapas do compressor depende da distribuição dos pontos de operação a serem mensurados. Para padronizar os intervalos entre os pontos mapeados, é conveniente que os intervalos sejam determinados em função do ponto de *surge* e da rotação máxima do compressor. Contudo, TCs são máquinas cujas condições de operação são de natureza não-linear. Consequentemente, um espaçamento uniforme entre fechamento da válvula de contrapressão e rotação do TC pode resultar em um mapa com distribuição não uniforme das vazões mássicas e razões de compressão mapeadas.

A experiência dos membros do LabTURBO - CTM indica que pequenas variações na região de baixa rotação ou de pequenos fechamentos da válvula de contrapressão não resultam em variação expressiva no desempenho do TC. Em contrapartida, variações mais expressivas são observadas quando o compressor se aproxima da região de *surge* e quando opera em maiores rotações.

Adotou-se neste trabalho um espaçamento não uniforme no campo amostral a fim de obter um mapeamento do TC com espaçamento similar dos pontos de operação ao longo das isorotações, boa resolução próximo da linha de surge e na região de maiores rotações do compressor mantendo um número de amostras razoavelmente baixo. Este espaçamento possuiu intervalo entre os pontos de operação decrescente na medida em que se aproxima do fechamento da válvula de contrapressão em que foi observado o *surge* e da rotação máxima do compressor. Padronizou-se o fechamento da válvula de contrapressão em função do fechamento registrado durante o *surge* de cada isorotação, sendo 0%, 40%, 60%, 80%, 87,5%, 95% do fechamento durante o *surge* e o fechamento imediatamente antes da ocorrência deste fenômeno. Já as isorotações a serem mapeadas foram definidas em função da rotação máxima estimada, sendo 40%, 60%, 70%, 80%, 87,5%, 95% e 100%.

Os pontos determinados para o ensaio de levantamento dos mapas do compressor para a realização do ajuste dos modelos estão apresentados na Tabela 16.

Tabela 16 – Pontos de operação determinados para o levantamento do mapa para ajuste.

Isorotação	N [krev/min]	Fechamento da Válvula de contrapressão						
		1	2	3	4	5	6	7
1	54	0%	36%	54%	72%	79%	86%	90%
2	81	0%	34%	52%	69%	75%	82%	86%
3	94	0%	31%	47%	62%	68%	74%	78%
4	108	0%	31%	46%	62%	67%	73%	77%
5	118	0%	31%	46%	62%	67%	73%	77%
6	128	0%	29%	43%	58%	63%	68%	72%
7	135	0%	26%	39%	52%	57%	62%	65%

Fonte – Autor.

3.2.4 Detecção do surge

Uma abordagem para a detecção do *surge* é o monitoramento da pressão na entrada e na saída do compressor. Como apontado por Zheng *et al.* (2017), o fenômeno do *surge* possui três períodos bem definidos: o período de recuperação, o período de oscilação e o período de colapso. Em específico, o período de oscilação é caracterizado pela variação da pressão na admissão e na descarga do compressor em pulsos periódicos.

Neste trabalho, detectou-se analiticamente o ponto de *surge* no início do levantamento de cada isorotação. Para tal, fechou-se a válvula de contrapressão até a detecção da variação senoidal da pressão na admissão ou na descarga do compressor. A posição de fechamento da válvula foi então registrada e os pontos de operação a ser mapeados foram calculados.

3.2.5 Critério de estabilidade do turbocompressor

A norma SAE J1826 estabelece que dados só devem ser computados após razoável estabilidade térmica. Ou seja, para que sejam consideradas as leituras em um dado ponto ope-

racional do TC, as leituras das temperaturas do TC devem variar menos do que uma tolerância pré determinada em um determinado intervalo de tempo.

Para quantificar a estabilidade térmica do compressor, o programa controlador da bancada de ensaio de TCs usa como parâmetro de estabilidade térmica do compressor, ζ_c , a razão entre o diferencial de temperatura entre a entrada e a saída do compressor e a temperatura na entrada, representado pela Equação 48. É considerada operação estável aquela em que o diferencial de temperatura apresenta uma variação máxima de 0,5% por pelo menos 5 segundos.

$$\zeta_c = \frac{T_2 - T_1}{T_1} \quad (48)$$

3.2.6 Levantamento do mapa termodinâmico

A fim de reduzir o tempo necessário para alcançar a estabilidade térmica, o ensaio foi realizado da maior para a menor vazão mássica de ar no compressor, e da menor para a maior isorotação. Fixada uma isorotação, é detectado o *surge* para dada isorotação e, em seguida, a aquisição é iniciada com a válvula de contrapressão completamente aberta sendo gradualmente fechada aquisitando os pontos pré determinados até que o fechamento da válvula na iminência do surge seja alcançada. Posteriormente, a rotação de operação é configurada para a próxima isorotação e o procedimento se reinicia. Este processo é repetido até que todas as isorotações planejadas sejam mapeadas.

Neste trabalho, realizou-se o ensaio de levantamento de acordo com a norma SAE J1826, seguindo a abordagem para reduzir o tempo de estabilização térmica descrita acima. Mapeou-se o compressor em 7 isorotações, N_{map} , em 7 posições de fechamento da válvula de contrapressão, F_{map} , determinadas de acordo com o apresentado na Subseção 3.2.3.

3.2.7 Medição de pontos de operação para validação

Para a validação da capacidade da extrapolação dos modelos para rotações abaixo da região mapeada, aquisitou-se uma isorotação abaixo da menor isorotação mapeada. Definiu-se como isorotação para validação da extrapolação 1/3 da rotação máxima do TC por ser a menor rotação do protocolo de aquecimento. Tal escolha permitiu aquisição em conjunto do mapeamento regular do TC.

Aquisitou-se também um conjunto de pontos de operação aleatórios para realizar a validação da capacidade dos modelos matemáticos em prever o desempenho dentro da região operacional mapeada. Estes pontos foram definidos no início do experimento pela determinação de valores alvo de rotação e de posição da válvula de contrapressão. Para evitar a seleção de pontos fora da região mapeada, sobretudo dentro da região de *surge*, limitaram-se as rotações dos pontos sorteados entre a menor e a maior isorotações mapeadas e limitou-se o sorteio da posição da válvula de contrapressão entre completamente aberto e o menor valor de fechamento considerado durante o levantamento do mapa.

3.3 Modelagem matemática do compressor

Nesta seção serão apresentadas as estratégias de modelagem consideradas neste trabalho, baseadas no estado da arte na modelagem orientada ao controle e direcionada a aplicação direta em observadores de TCs. Os modelos matemáticos apontados e suas considerações serão apresentados. Em seguida, será apresentada a metodologia empregada para o ajuste e validação dos modelos matemáticos. Por fim, serão apresentados os critérios de seleção do modelo que será selecionado para a implementação no observador de TCs proposto.

3.3.1 Modelos matemáticos para previsão do desempenho

Para solucionar a necessidade de determinar as condições termodinâmicas o mais próximo possível do tempo real com baixa incerteza, preferencialmente reduzindo o volume da instrumentação, diversos autores propuseram estratégias para modelar os mapas de desempenho através de equações matemáticas analíticas. Contudo, as considerações tomadas na construção desses modelos os tornam particulares às aplicações as quais foram concebidos.

A fim de determinar a estratégia de modelagem que será selecionada para aplicação no observador proposto neste trabalho, consideraram-se quatro abordagens: Modelo Termodinâmico, Modelo J&K, Modelo Stricker e Modelo Polinomial.

Modelo Termodinâmico

A primeira estratégia de modelagem do compressor considerada neste trabalho consistiu na determinação do estado termodinâmico do compressor através das Equações 11, 12 e 23, empregadas na construção do mapa do compressor para determinar respectivamente Π_{t-t} , \dot{m}_{corr} e η_{is} .

Para reduzir o custo computacional do observador, modelaram-se os calores específicos a pressão constante, $c_{p,esti}$, e a volume constante, $c_{v,esti}$, utilizados direta ou indiretamente para calcular as Equações 23, 13, 14 e 16. Ajustaram-se os calores específicos a polinômios do terceiro grau em função da temperatura estática no ponto i , T_i , como exposto através da Equação 49:

$$\begin{aligned} c_{p,esti} &= x_{c_p,1} * T_i^3 + x_{c_p,2} * T_i^2 + x_{c_p,3} * T_i + x_{c_p,4} \\ c_{v,esti} &= x_{c_v,1} * T_i^3 + x_{c_v,2} * T_i^2 + x_{c_v,3} * T_i + x_{c_v,4} \end{aligned} \quad (49)$$

em que os coeficientes $x_{c_p,j}$ e $x_{c_v,j}$ são encontrado através de mínimos quadrados.

Analogamente, ajustou-se a massa específica do ar a montante e a jusante do compressor, ρ_{esti} , a um polinômio de duas variáveis em função da pressão estática no ponto, p_i , e de T_i , como representado na Equação 50:

$$\rho_{esti} = (x_{\rho,1} + x_{\rho,2} * T_i) * p_i^2 + (x_{\rho,3} + x_{\rho,4} * T_i) * p_i + (x_{\rho,5} + x_{\rho,6} * T_i); \quad (50)$$

onde os coeficientes $x_{\rho,1}$ são determinados através de mínimos quadrados.

Para empregar os conjuntos de Equações 11 a 16 e as Equações 49 e 50, é necessário mensurar a vazão mássica e as temperaturas e pressões estáticas a montante e a jusante do compressor.

Modelo Jensen & Kristensen

No presente trabalho, avaliou-se a aplicabilidade das variáveis adimensionais propostos por Jensen *et al.* (1991) através das Equações 30 a 33 como segunda estratégia de modelagem de TCs. Percebeu-se uma dependência de terceira ordem entre Ψ_c em função de Φ_c para um determinado M_c no mapa do TC ensaiado neste trabalho. Portanto, propôs-se neste trabalho o ajuste da Equação 51 a Ψ_c e a Φ_c calculados a partir de dados experimentais.

$$\Psi_{c,est} = a_1\Phi_c^3 + a_2\Phi_c^2 + a_3\Phi_c + a_4 \quad (51)$$

onde os coeficientes a_j foram determinados através da Equação 52:

$$a_j = x_{j,1} + x_{j,2}M_c \quad (52)$$

em que os coeficientes $x_{j,k}$ foram determinados através de mínimos quadrados não lineares.

Observou-se também uma dependência em terceira ordem entre η_{is} e Φ_c para determinado valor de M_c , semelhante ao observado para Ψ_c . De tal forma, propôs-se neste trabalho o ajuste de η_{is} como representado pela Equação 53.

$$\eta_{is,est} = b_1\Phi_c^3 + b_2\Phi_c^2 + b_3\Phi_c + a_4 \quad (53)$$

Semelhante a a_j , os coeficientes b_j foram definidos através da Equação 54:

$$b_j = y_{j,1} + y_{j,2} * M_c + y_{j,3} * M_c^2 \quad (54)$$

onde $y_{j,k}$ também foram determinados por mínimos quadrados não lineares.

Estimaram-se neste trabalho $\Pi_{t-t,est}$ e $\eta_{is,est}$ utilizando as Equações 30 a 33 e Equações 52 a 54, tendo como variáveis de entrada \dot{m}_c , T_1 , p_1 , e N_{tc} .

Modelo Stricker

A terceira abordagem para modelagem analisada neste trabalho é o conjunto de modelos do compressor propostos por Stricker *et al.* (2014). Como apontado por Stricker *et al.* (2014), o emprego dos modelos representados pelas Equações 34 a 43 permite a determinação da vazão mássica do compressor \dot{m}_{corr} a partir de duas variáveis de entrada, a razão de compressão Π_{t-t} e a rotação do TC N_{tc} . Já a determinação da eficiência isentrópica do compressor se dá a partir de \dot{m}_{corr} , de Π_{t-t} e de N_{tc} .

Semelhante ao trabalho de Stricker *et al.* (2014), determinaram-se os coeficientes a_j e c_j através de mínimos quadrados ponderados. Estas ponderações têm como objetivo enfatizar

as menores faixas de rotação durante o ajuste, uma vez que é a região do TC de maior operação quando pareado ao MCI.

Modelo Polinomial

Por fim, a quarta abordagem de modelagem analisada neste trabalho trata de um modelo construído a partir da estratégia de modelagem semi-física. Para tal, estimaram-se $\Pi_{t-t,est}$ e $\eta_{is,est}$ através de polinômios de duas variáveis em função de \dot{m}_{corr} e de M_c . Os modelos para determinar $\Pi_{t-t,est}$ e $\eta_{is,est}$ estão representados respectivamente nas Equações 55 e 56.

$$\begin{aligned} \Pi_{t-t,est} = & (x_{\Pi,1} + x_{\Pi,2} * M_c) * \dot{m}_{corr}^3 + (x_{\Pi,3} + x_{\Pi,4} * M_c) * \dot{m}_{corr}^2 + \dots \\ & (x_{\Pi,5} + x_{\Pi,6} * M_c) * \dot{m}_{corr} + (x_{\Pi,7} + x_{\Pi,8} * M_c); \end{aligned} \quad (55)$$

$$\begin{aligned} \eta_{is,est} = & (x_{\eta,1} + x_{\eta,2} * M_c + x_{\eta,3} * M_c^2) * \dot{m}_{corr}^3 + (x_{\eta,4} + x_{\eta,5} * M_c + x_{\eta,6} * M_c^2) * \dot{m}_{corr}^2 + \dots \\ & (x_{\eta,7} + x_{\eta,8} * M_c + x_{\eta,9} * M_c^2) * \dot{m}_{corr} + (x_{\eta,10} + x_{\eta,11} * M_c + x_{\eta,12} * M_c^2); \end{aligned} \quad (56)$$

Em ambos os casos, os coeficientes $x_{\Pi,i}$ e $x_{\eta,i}$ foram determinados através de mínimos quadrados não lineares, \dot{m}_{corr} foi determinado através da Equação 12 e M_c através da Equação 33

3.3.2 Ajuste e validação dos modelos matemáticos

Neste trabalho, os modelos matemáticos propostos foram ajustados com mapa de desempenho tabelado composto por 49 pontos de operação medidos experimentalmente. Neste processo, determinaram-se os coeficientes dos modelos matemáticos e os mapas reduzidos foram comparados com os mapas empíricos.

Para validar a capacidade dos modelos ajustados em prever o desempenho do compressor, os modelos matemáticos foram utilizados para calcular o desempenho do compressor nos pontos de operação aleatórios medidos experimentalmente dentro da região mapeada. Ainda, a fim de conhecer a capacidade dos modelos em estimar as condições de operação fora da região mapeada, empregaram-se os modelos na previsão de uma isorotação abaixo na região mapeada. Esta previsão foi então comparada com os valores obtidos experimentalmente.

3.3.3 Escolha do modelo matemático

Os principais atributos dos modelos orientados ao controle avaliados neste trabalho são a incerteza na determinação do desempenho, a eficiência do algoritmo em relação ao tempo necessário para determinar o desempenho do compressor a partir de variáveis mensuráveis e a instrumentação que os modelos exigem.

Para determinar a incerteza dos modelos foram avaliados o erro relativo médio, \overline{ER}_X , o erro relativo máximo, $ER_{X,max}$, e o desvio padrão do erro relativo, $\sigma_{ER,X}$. Para determinar o

erro relativo, ER , da variável característica modelada, empregou-se a Equação 57:

$$ER_{X,i} = \frac{(X_{mod,i} - X_{map,i})}{X_{map,i}} * 100 \quad (57)$$

em que $X_{mod,i}$ é a variável característica modelada e $X_{map,i}$ a variável característica mapeada, para um ponto de operação i . A partir do erro relativo, \overline{ER}_X é calculado através da Equação 58:

$$\overline{ER}_X = \frac{1}{n} \sum X_i \quad (58)$$

onde n representa o tamanho da população de pontos de operação. Por fim, $\sigma_{ER,X}$ é determinado através da Equação 59

$$\sigma_{ER,X} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum |X_i - \overline{ER}_X|}; \quad (59)$$

Os valores de \overline{ER}_X e $\sigma_{ER,X}$ calculados no ajuste foram também representados graficamente nas comparações entre os mapas experimentais e modelados para o ajuste e para a validação através de barras de erro representando os intervalos de previsão. Tais intervalos de previsão foram calculados a partir da Equação 60:

$$[\overline{ER}_X - z \cdot \sigma_{ER,X}, \overline{ER}_X + z \cdot \sigma_{ER,X}] \quad (60)$$

em que z é o quantil da distribuição normal, sendo considerado 1,96 para um intervalo de previsão de 95%.

Para determinar o tempo necessário para realizar o cálculo das variáveis estimadas, $t_{X,i}$, implementou-se uma função que registra o tempo necessário para executar um trecho do código no algoritmo de validação. Esta função foi implementada de forma a registrar o tempo necessário para o cálculo de cada ponto de operação modelado. O intervalo de tempo total, $t_{X,tot}$, é então calculado pelo somatório de $t_{X,i}$ e o tempo médio, \bar{t}_X é estimado pela razão entre $t_{X,tot}$ e n .

3.3.4 Implementação da rotina de validação e ajuste dos modelos matemáticos

Para avaliar o desempenho das modelagens matemáticas consideradas em relação à incerteza alcançada e ao intervalo de tempo necessário para o cálculo das condições de operação do compressor, foram desenvolvidos programas no ambiente de programação MATLAB. Nestes programas, os resultados experimentais tratados pelo programa de pós-tratamento do LABTurbo-CTM são lidos e os modelos considerados são ajustados e validados. Ainda, imagens e relatórios são construídos com os resultados dos ajustes e da validação. O programa final para a modelagem J&K está exposto no Apêndice A.

Este programa é dividido em seis módulos. O módulo *script_JeK_model_comp.m* é responsável pela declaração da modelagem que está sendo ajustada e validada pela determinação de diretórios, pela definição dos diâmetros da tubulação da bancada nos pontos de medição e por chamar os demais módulos. O módulo intitulado *read_comp.m* é responsável por ler o mapa

experimental do compressor. No módulo *cal_comp.m*, os modelos para os calores específicos são ajustados. Já no módulo *estag_comp.m* o modelo de densidade é ajustado e as condições do escoamento a montante e a jusante do compressor são determinadas.

O módulo *model_comp_fit.m* é responsável pelo processo de ajuste dos modelos de acordo com cada modelagem. Neste módulo, os coeficientes são determinados, o desempenho do compressor é calculado com uso dos modelos ajustados e os resultados são comparados com o desempenho apresentado no mapa do compressor. Além de retornar as figuras e relatórios com os resultados do ajuste, este módulo também produz um arquivo com os coeficientes para importação no programa do observador.

O último módulo, intitulado *model_comp_valid.m*, é responsável por pela validação do modelo ajustado. Nele, dados experimentais coletados para validação são lidos e acrescentados ao mapa tabelado. Em seguida, o desempenho do compressor é calculado para todos os pontos experimentais para tomada do tempo de cálculo. Para tal, são usadas funções para a determinação das condições do escoamento, *fun_estag_comp.m*, e do desempenho do compressor, *fun_comp_PI.m* e *fun_comp_eta.m*, sendo registrado o tempo de cálculo de cada índice de desempenho do compressor em cada ponto de operação. Em seguida, os tempos totais e médios e as incertezas são calculadas. Por fim, são gerados os relatórios e as figuras a partir dos resultados da validação da modelagem.

Com exceção do módulo *model_comp_fit.m*, que realiza o ajuste de um modelo específico, e das funções *fun_comp_PI.m* e *fun_comp_eta.m*, que são compostas das equações de cada modelo, os arquivos que compõem os programas são intercambiáveis entre as modelagens. Os programas foram executados em um *notebook* ACER Aspire A515-51G, com processador INTEL Core i5-7200U 2,5 a 2,7 GHz com 8 GB de memória RAM.

3.4 Validação do observador

Além do emprego de modelos matemáticos precisos e de baixo custo computacional, os observadores de TC devem ser desenvolvidos em um ambiente de programação que simplifique sua implementação no experimento e a aquisição das variáveis mensuráveis. Ainda, o ambiente de programação deve possuir a capacidade de determinar e reportar visualmente ao operador do experimento as condições de operação próximo do tempo real e com baixa incerteza.

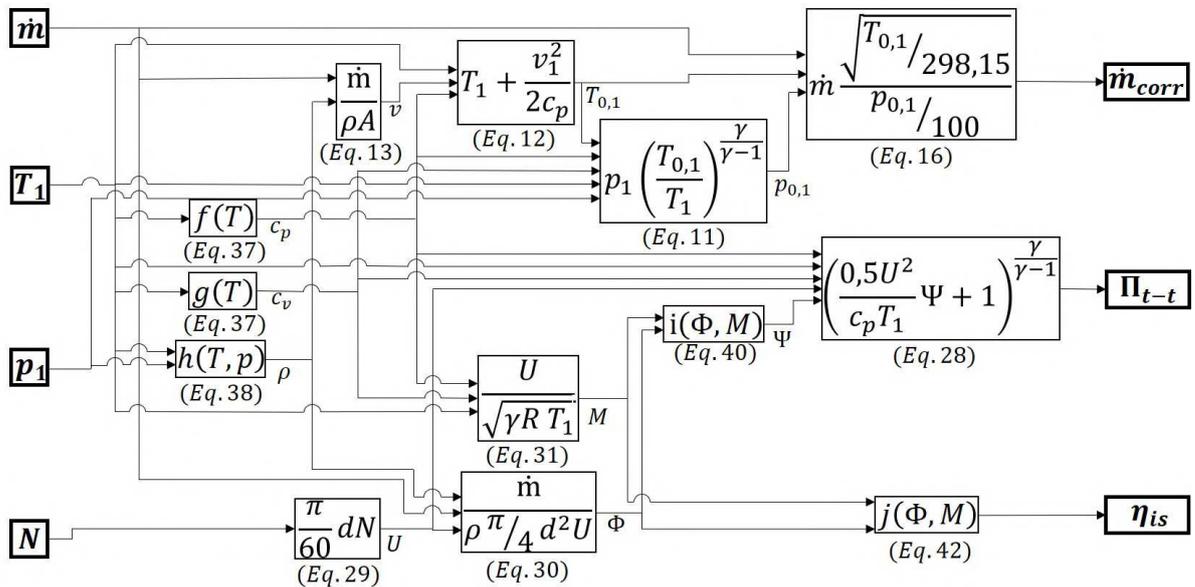
Nesta seção será apresentada a implementação do observador de compressores, expondo o ambiente de programação escolhido e como o modelo foi implementado. Será apresentado também o critério de validação do observador.

3.4.1 Implementação do modelo selecionado em rotina de monitoramento

O observador foi desenvolvido no ambiente de programação LabVIEW, da National Instruments, devido a relativa simplicidade que ela fornece para a implementação de ferramentas virtuais e para configurar a instrumentação do experimento.

A construção e validação da rotina de programação do observador se deu dentro do programa do sistema supervisor do LabTURBO - CTM. Este método permite com que o código do observador seja desenvolvido utilizando todo o aparato experimental da bancada de ensaio a quente de TCs do laboratório, reduzindo o custo do experimento. Ainda, esta abordagem permite tanto o monitoramento do TC durante o experimento de validação do observador quanto a obtenção dos resultados do experimento em um único relatório de experimento. Por fim, este arranjo aumenta a comparabilidade entre os resultados do observador e os resultados observados no levantamento de mapa convencional. Na Figura 39 está esquematizada a resolução das equações que compõem a modelagem matemática do observador proposto.

Figura 39 – Diagrama da implementação dos modelos matemáticos no observador.

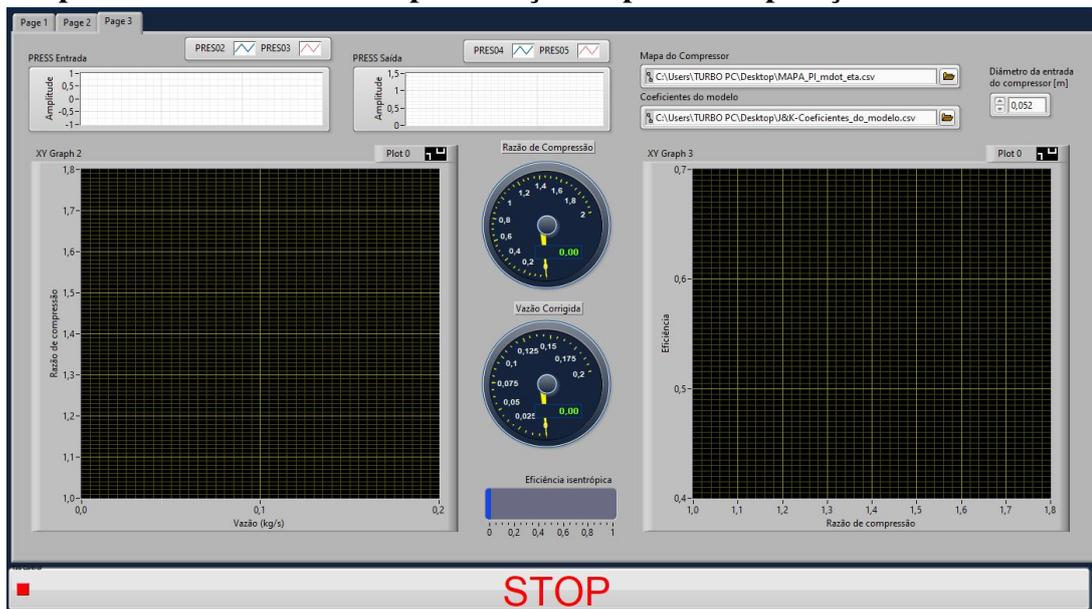


Fonte – Autor.

Apesar do número de equações que o observador emprega, ressalta-se que a modelagem é composta por funções analíticas simples que possuem baixo custo de tempo. O observador estima os valores de $\dot{m}_{corr,est}$, $\Pi_{t-t,est}$ e $\eta_{is,est}$ a partir dos valores da temperatura e da pressão a montante do compressor, T_1 e p_1 , e da rotação e da vazão mássica do compressor, N e \dot{m} . O código do observador de compressores proposto está apresentado no Apêndice B.

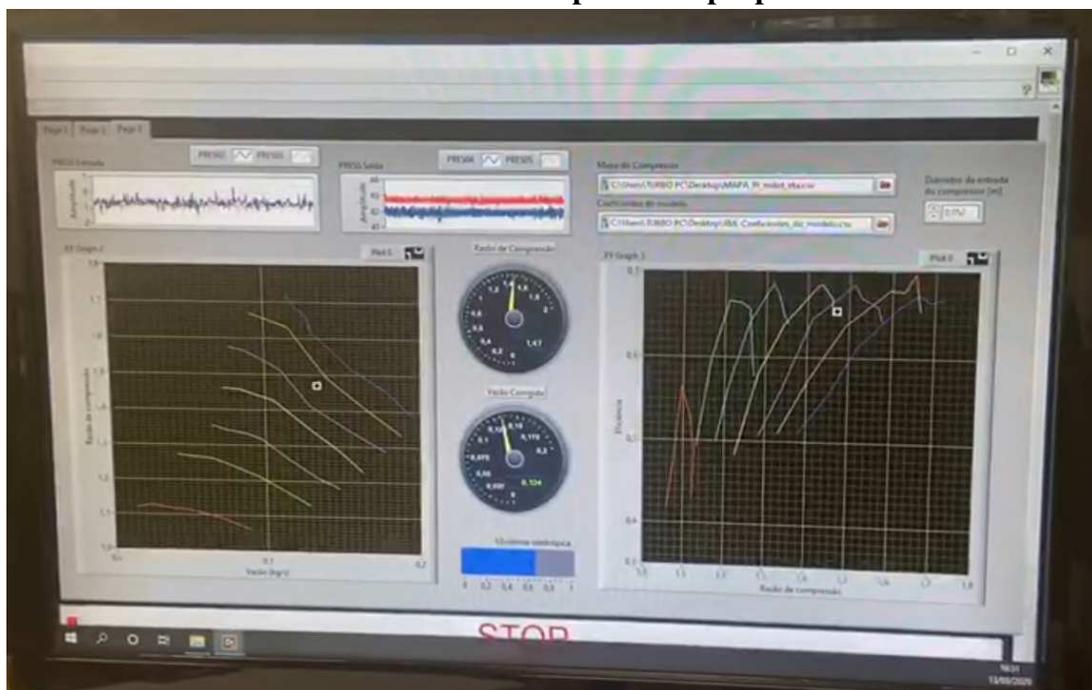
A fim de replicar a instrumentação próxima àquela que será adotada quando o observador for implementado para ensaios em bancada dinamométrica do conjunto MCI-TC, a rotina do observador aproveitou uma medição de temperatura e uma medição de pressão a montante do compressor e as medições de rotação do TC e de vazão pelo compressor. Ainda, os coeficientes dos modelos matemáticos e os mapas experimentais do compressor foram carregados na inicialização do controlador da bancada. A interface do observador, onde é determinada o diretório dos arquivos com os coeficientes e os mapas e são apresentados o desempenho instantâneo do compressor, está apresentada na Figura 40.

Figura 40 – Interface do observador de compressores proposto com a determinação de parâmetros do ensaio e representação do ponto de operação instantâneo.



Fonte – Autor.

Figura 41 – Apresentação do ponto de operação instantâneo sobreposto nos mapas de desempenho do compressor e em indicadores individuais durante o ensaio de validação do observador de compressores proposto.



Fonte – Autor.

Os valores de $\dot{m}_{corr,est}$, $\Pi_{t-t,est}$ e $\eta_{is,est}$ foram apresentados ao operador através dos mapas de \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t} e Π_{t-t} versus η_{is} , representados na interface gráfica do controlador da bancada de ensaio do LabTURBO. Para tal, os mapas experimentais são carregados na inicialização do controlador da bancada, em conjunto com os coeficientes dos modelos matemáticos.

Na Figura 41 está apresentada a interface do observador registrada durante o ensaio de validação do observador de compressor, com as representações do desempenho instantâneo do compressor em sobreposição aos mapas do compressor e em indicadores individuais para $\dot{m}_{corr,est}$, $\Pi_{t-t,est}$ e $\eta_{is,est}$.

O observador foi programado para que fosse salvo no relatório de experimento os valores de $\dot{m}_{corr,est}$, $\Pi_{t-t,est}$ e $\eta_{is,est}$ em conjunto com os demais dados adquiridos para os pontos de operação determinados pelo usuário.

3.4.2 Monitoramento das condições de operação do turbocompressor

Para validar o observador, foi realizado um ensaio na bancada de ensaio a quente de TCs do LabTURBO - CTM que visa reproduzir uma manobra de um MCI de partida da marcha lenta até a rotação máxima em plena carga.

Os resultados termodinâmicos e os resultados obtidos pelo observador foram armazenados. Em seguida, as condições termodinâmicas do compressor foram determinadas e os resultados da determinação das condições de operação tradicionais e os resultados obtidos foram comparados, sendo avaliados \overline{ER}_X , $ER_{X,max}$ e $\sigma_{ER,X}$, de acordo com exposto na Subseção 3.3.3.

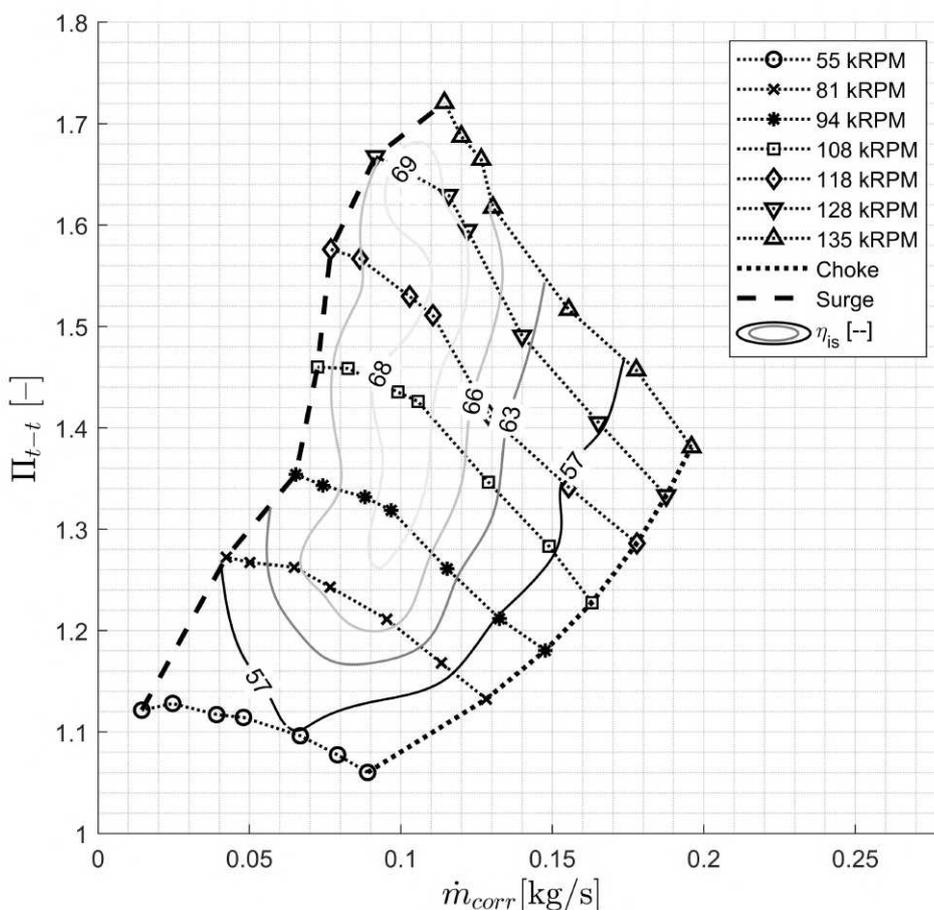
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados e discutidos os resultados obtidos neste trabalho. Primeiramente, serão apresentados os resultados dos dados obtidos nos ensaios de levantamento dos mapas de desempenho do compressor e dos pontos para validação. Em seguida, são apresentados os resultados dos ajustes das modelagens consideradas neste trabalho. Posteriormente, os resultados das validações dos modelos ajustados serão apresentados e discutidos a fim de selecionar o conjunto de modelos que serão implementadas no observador. Por fim, serão apresentados o observador proposto e os resultados obtidos na sua validação.

4.1 Mapa termodinâmico

A Figura 42 apresenta o mapa usual para a descrição do desempenho de compressores, resultante do algoritmo de tratamento de dados desenvolvido por Rodríguez (2019).

Figura 42 – Mapa de desempenho do compressor BIAGIO BBV1000 levantado experimentalmente.



Fonte – Autor.

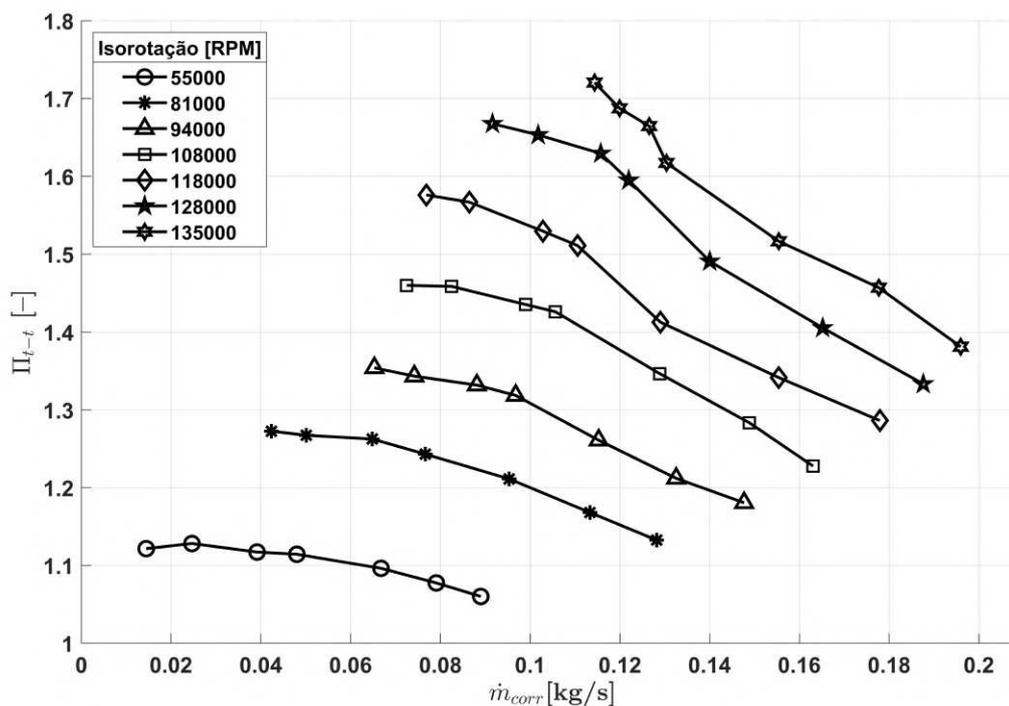
Neste mapa, as linhas de isorotações que correlacionam \dot{m}_{corr} a Π_{t-t} são sobrepostas pe-

las ilhas de η_{is} . Ainda, são destacadas no mapa as linhas que demarcam a região de entupimento (no inglês *choke*), à direita do mapa, e de *surge* do compressor, à esquerda.

Apesar do mapa representado na Figura 42 descrever bem o desempenho do compressor, nele são apresentadas uma quantidade de informações que dificultariam a análise dos resultados do ajuste e da validação dos modelos matemáticos descritos neste trabalho. Assim, optou-se neste trabalho pela avaliação dos mapas que tratam separadamente das correlações entre \dot{m}_{corr} e Π_{t-t} , entre \dot{m}_{corr} e η_{is} e, por fim, entre Π_{t-t} e η_{is} .

Na Figura 43 está representado o mapa da correlação entre \dot{m}_{corr} e Π_{t-t} . Observa-se que a abordagem para a definição das rotações médias das isorotações, discutida na Seção 3.2.3, produziu uma distribuição das isorotações acima de $81krev/min$ com baixo distanciamento entre as isorotações. Mesmo havendo diferenças nos distanciamentos entre as isorotações, esta distribuição corroborando com a experiência dos integrantes do LabTURBO - CTM. Contudo, observa-se um grande espaçamento entre 55 e $81krev/min$. A distribuição dos pontos de operação ao longo das isorotações apresentou um espaçamento próximo da homogeneidade nos quatro pontos mais próximos do entupimento e uma maior resolução perto da região de *surge*.

Figura 43 – Mapa de \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t} do compressor BIAGIO BBV 1000.

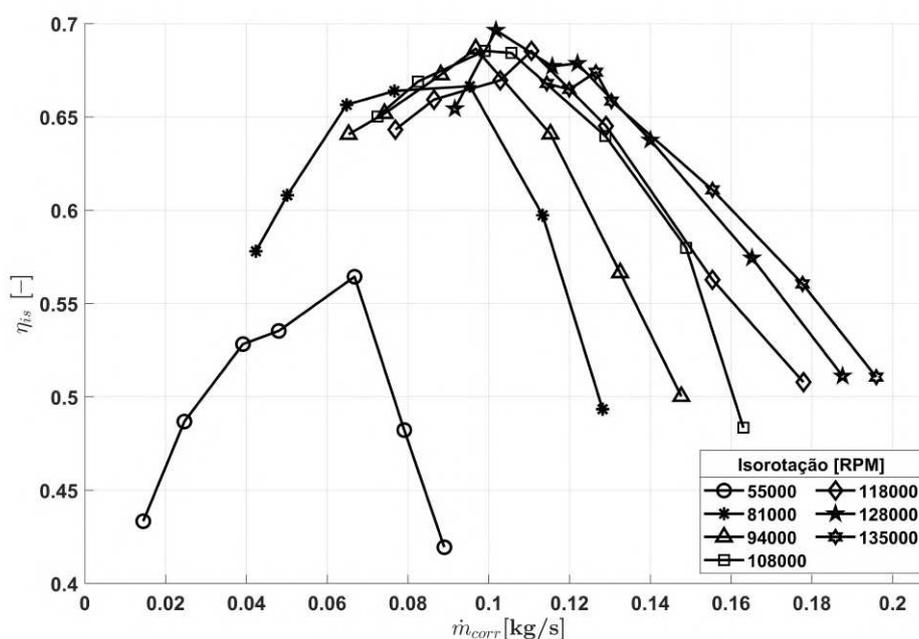


Fonte – Autor.

Na Figura 44 está apresentado o mapa de \dot{m}_{corr} versus η_{is} . Observa-se neste mapa que as isorotações apresentaram eficiências isentrópicas do compressor próximas, à parte da $55krev/min$. Em conjunto com a baixa variação da vazão mássica entre as isorotações, a resposta de η_{is} em função de \dot{m}_{corr} colapsou as seis isorotações mais altas em uma pequena região do mapa. Este resultado dificultou a observação dos resultados do ajuste e da validação dos mo-

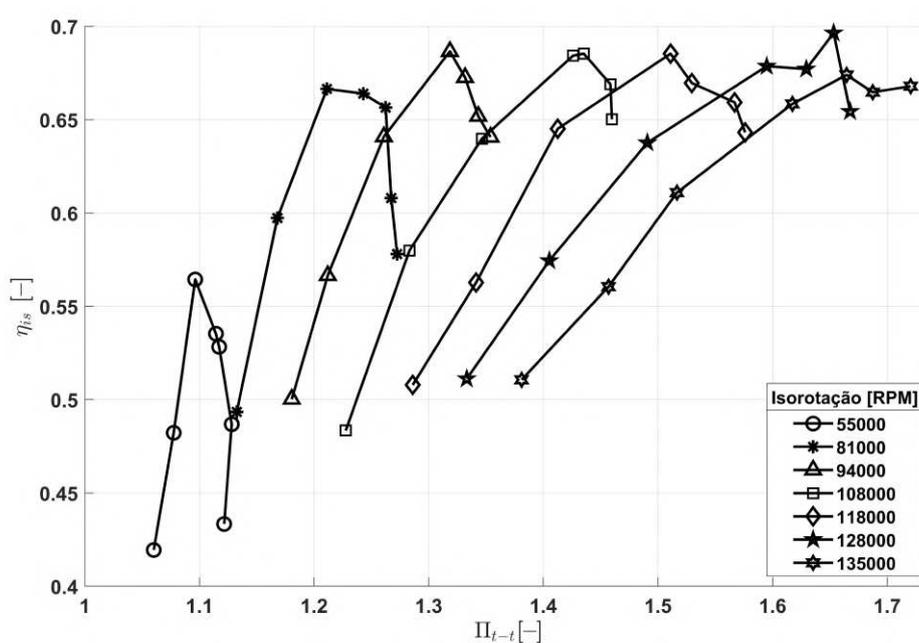
delos matemáticos devido aos resultados se encontrarem exacerbadamente agrupados. Assim, decidiu-se não discutir este mapa nas Seções seguintes.

Figura 44 – Mapa de \dot{m}_{corr} versus η_{is} do compressor BIAGIO BBV 1000.



Fonte – Autor.

Figura 45 – Mapa de Π_{t-t} versus η_{is} do compressor BIAGIO BBV 1000.



Fonte – Autor.

Na Figura 45 está exibido o mapa de correlação entre Π_{t-t} e η_{is} . Ao contrário do mapa da Figura 44, este mapa experimental apresentou um espaçamento entre as isorotações,

tornando-o favorável à comparação com a eficiência isentrópica do compressor prevista pelos modelos matemáticos.

Além da necessidade de pontos de operação para a realização do ajuste, os modelos necessitam ser validados através da comparação entre a previsão do desempenho e resultados experimentais de pontos de operação não utilizados no ajuste. Neste trabalho, optou-se por realizar a validação em duas regiões distintas: em rotações abaixo da menor isorotação do mapa e dentro da faixa de operação mapeada.

Apesar de não ser usual o mapeamento do TC em baixas rotações, devido principalmente à dificuldade de atingir a estabilidade térmica do TC em baixas vazões, esta região é comumente atingida durante o funcionamento dos TCs em conjunto com MCIs operando em marcha lenta ou em baixas rotações. Como consequência, os modelos matemáticos inevitavelmente terão que prever o desempenho nesta faixa de operação, apresentando resultados coerentes mesmo sem terem sido ajustados para esta região.

Para avaliar a capacidade dos modelos em prever o desempenho do compressor operando em baixas rotações, aquisitou-se uma isorotação abaixo da região mapeada. A rotação adotada para esta isorotação foi a menor rotação do aquecimento, $45krev/min$, e a definição dos pontos a serem aquisitados foi idêntica à metodologia adotada no mapeamento do TC. Na Tabela 17 estão apresentados os pontos de operação aquisitados para validação a baixa rotação.

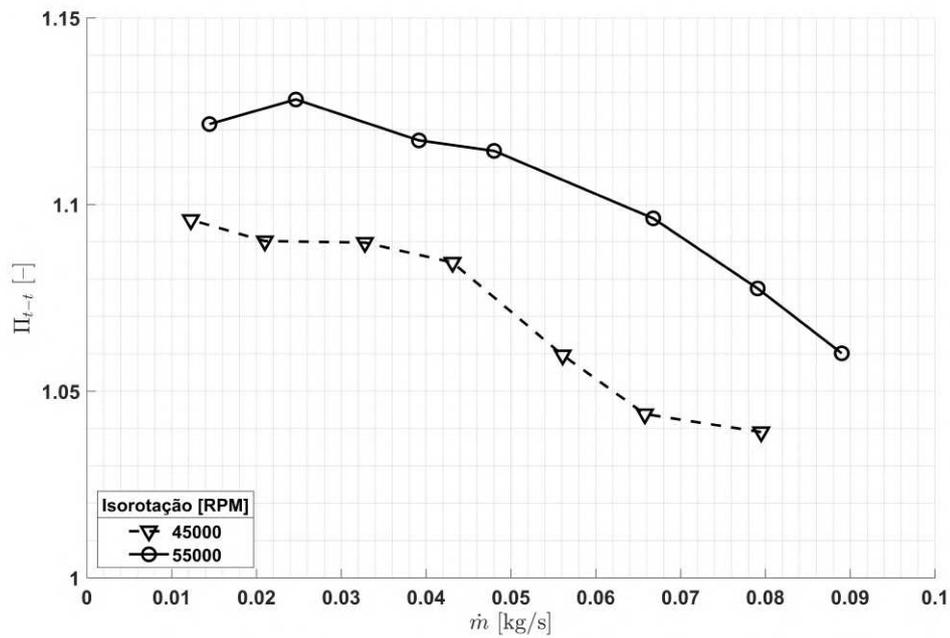
Tabela 17 – Pontos de operação aquisitados para a validação em baixas rotações.

N [krev/min]	Fechamento da Válvula de contrapressão						
	1	2	3	4	5	6	7
45	0%	36%	54%	72%	79%	86%	90%

Fonte – Autor.

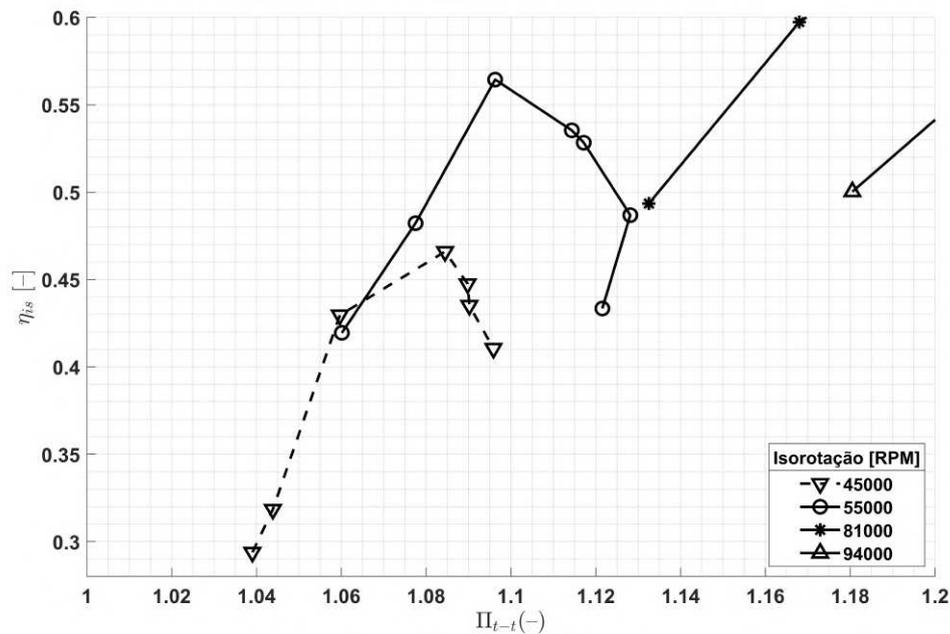
Na avaliação dos resultados, empregou-se os mapas de \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t} e Π_{t-t} versus η_{is} com enfoque na região de baixa rotação. Na Figura 46 está representado o mapa de \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t} . Apesar da proximidade da menor rotação do mapa convencional, representada pela linha sólida, a isorotação de $45krev/min$, representada pela linha tracejada, apresentou distanciamento suficiente para evitar a aglomeração entre os resultados experimentais e os previstos pelas modelagens. Ademais, observa-se na isorotação $45krev/min$ um maior desvio dos resultados do comportamento típico do compressor. Este desvio é atribuído à citada dificuldade em se atingir o equilíbrio do compressor.

Figura 46 – Mapa de \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t} do compressor com ênfase na região de baixa rotação.



Fonte – Autor.

Figura 47 – Mapa de Π_{t-t} versus η_{is} do compressor com ênfase na região de baixa rotação.



Fonte – Autor.

Na Figura 47 está exposta em destaque a região de baixa rotação no mapa de Π_{t-t} versus η_{is} . Novamente, a isorotação de 45krev/min, representada pela linha tracejada, apresentou distanciamento suficiente para evitar aglomeração entre os resultados da validação com as demais

isorotações, pertencentes ao mapa experimental utilizado no ajuste e representado pelas linhas sólidas.

Por fim, os modelos matemáticos necessitam provar serem capazes de prever o desempenho do compressor dentro da região mapeada em pontos de operação que não foram utilizados no ajuste do modelo. Para tal, um grupo de vinte pontos de operação foram selecionados aleatoriamente a partir dos pontos de operação apresentados na Tabela 16.

Para garantir que todo o mapa seja representado pelo grupo de pontos aleatórios, dividiu-se o mapa em quatro quadrantes: entre 54 e 108krev/min com fechamento da válvula de contrapressão, *FVCP*, entre 0 e 60%, entre 54 e 108krev/min com *FVCP* entre 60% e o menor fechamento em que se observou *surge* no quadrante, entre 108 e 135krev/min com *FVCP* entre 0 e 60% e, finalmente, entre 108 e 135krev/min com *FVCP* entre 60% e o menor fechamento em que se observou *surge* no quadrante. Os pontos de operação selecionados para validação dentro da área mapeada estão apresentados na Tabela 18.

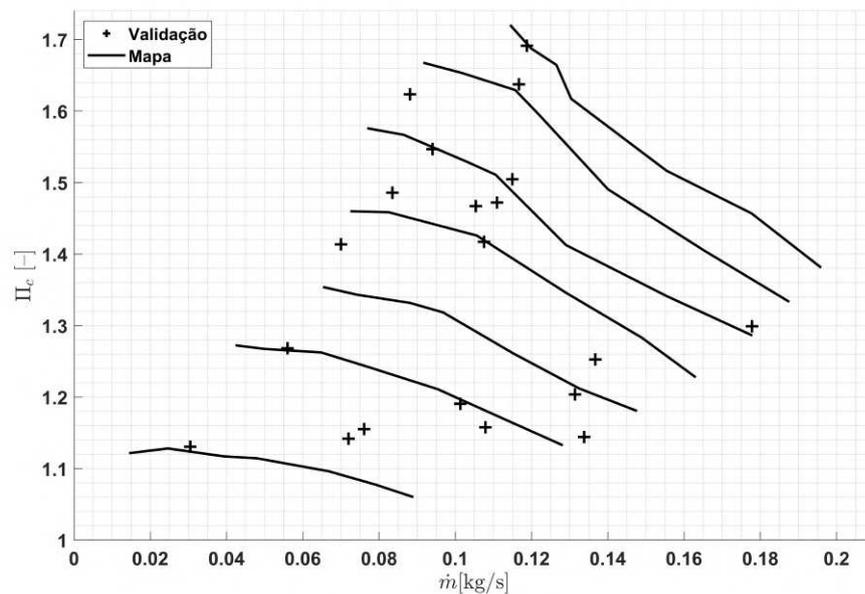
Tabela 18 – Pontos de operação determinados para o levantamento de pontos para validação dentro da região mapeada.

Primeiro quadrante		Segundo Quadrante	
N [krev/min]	FVCP [%]	N [krev/min]	FVCP [%]
57	85	82	79
66	63	84	7
69	62	92	29
79	38	100	32
81	47	100	77
Terceiro quadrante		Quarto quadrante	
N [krev/min]	FVCP [%]	N [krev/min]	FVCP [%]
109	61	117	61
110	73	119	9
113	65	124	73
115	62	130	63
117	70	134	63

Fonte – Autor.

Novamente, empregaram-se os mapas de \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t} e Π_{t-t} versus η_{is} na análise dos resultados da validação dentro da região mapeada. Na Figura 48 estão apresentados os pontos de aquisição selecionados sobrepostos ao mapa de \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t} . Observa-se uma maior concentração dos pontos de operação perto da região de *surge*, sobretudo acima da isorotação de 108krev/min. Contudo, essa aglomeração é benéfica à validação, por se tratar de uma região de operação crítica, onde é de interesse ter maior certeza das condições de operação. Observa-se também uma maior distribuição dos pontos ao longo do eixo de \dot{m}_{corr} abaixo de 108krev/min.

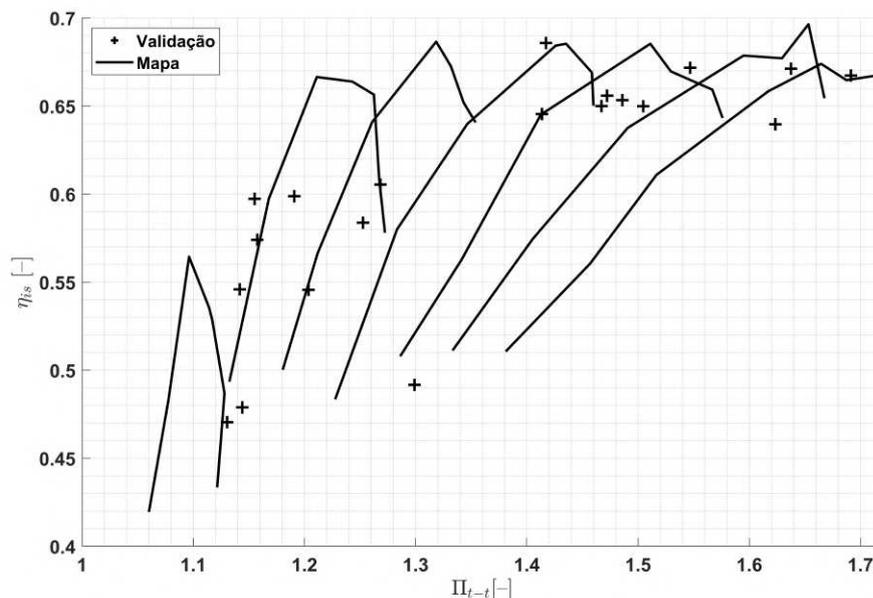
Figura 48 – Sobreposição dos pontos de operação levantados para validação dos modelos matemáticos no mapa de \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t} do compressor.



Fonte – Autor.

Na Figura 47 está representado o mapa de Π_{t-t} versus η_{is} com a sobreposição dos pontos de operação selecionados para validação. Observa-se que, diferente do apresentado na Figura 48, a localização do ponto de operação ao longo da faixa de operação do compressor não é facilmente identificável. Ainda assim, esta representação é de valia para avaliar a capacidade da previsão da eficiência isentrópica do compressor ao longo da região mapeada.

Figura 49 – Sobreposição dos pontos de operação levantados para validação dos modelos matemáticos no mapa de Π_{t-t} versus η_{is} do compressor.



Fonte – Autor.

4.2 Modelagem matemática do compressor

4.2.1 Ajuste dos modelos matemáticos do compressor

Na presente subseção serão apresentados os resultados do ajuste dos modelos propostos. A seção está dividida em quatro subseções, uma para cada estratégia de modelagem considerada, em que serão apresentados os coeficientes dos modelos e a capacidade destes em reproduzir o desempenho do compressor.

Modelo termodinâmico

Como apresentado na Subseção 3.3.1, a modelagem termodinâmica é composta por três equações termodinâmicas empregadas na construção dos mapas do compressor na determinação de Π_{t-t} , Equação 11, de \dot{m}_{corr} , Equação 12, e η_{is} , Equação 23.

A fim de reduzir o custo computacional do modelo foram propostos ajustes polinomiais para determinar os calores específicos, representados pela Equação 49. Os coeficientes dos modelos dos calores específicos estão representados na Tabela 19.

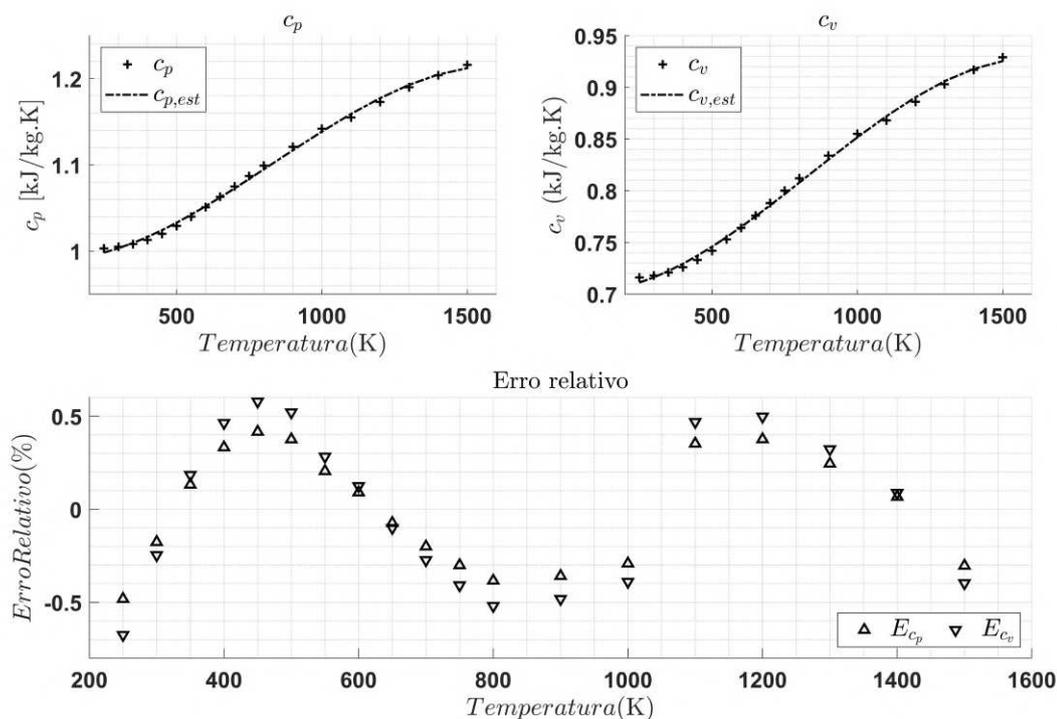
Tabela 19 – Coeficientes do ajuste dos calores específicos.

i	1	2	3	4
$x_{c_p,i}$	$-1,29 * 10^{-10}$	$+3,23x10^{-7}$	$-4,70x10^{-5}$	0,99
$x_{c_v,i}$	$-1,29x10^{-10}$	$+3,23x10^{-7}$	$-4,70x10^{-5}$	0,70

Fonte – Autor.

Em ambos os ajustes polinomiais, o \overline{ER} observado entre os calores específicos calculados e tabelados foi de 0,00%. Para c_p , foi observado um $\sigma_{ER,X}$ de 0,30% e um $ER_{X,max}$ de -0,48%, enquanto o $\sigma_{ER,X}$ e o $ER_{X,max}$ observados para c_v foram de respectivamente -0,68% e 0,42%. O resultado do ajuste dos calores específicos pode ser observado na Figura 50.

Figura 50 – Comparação entre os calores específicos tabelados e modelados e erro relativo em função da temperatura.



Fonte – Autor.

Com o mesmo intuito, a densidade do ar foi ajustada a um polinômio representado pela Equação 50. Para tal, utilizaram-se dados experimentais do ensaio de levantamento dos pontos de operação do TC destinados ao ajuste dos modelos. Os coeficientes encontrados no ajuste estão expostos na Tabela 20.

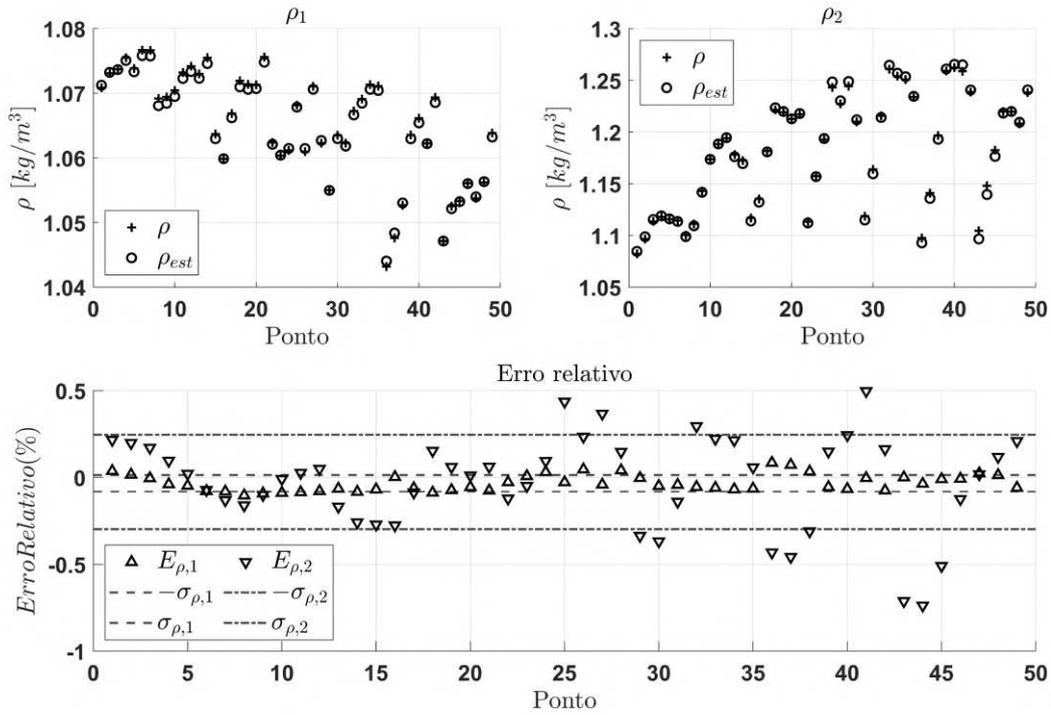
Tabela 20 – Coeficientes do ajuste de ρ .

i	1	2	3	4	5	6
$x_{\rho,i}$	$+8,84 \times 10^{-5}$	$-3,67 \times 10^{-7}$	$-2,30 \times 10^{-3}$	$-3,34 \times 10^{-5}$	$+0,62$	$+2,50 \times 10^{-3}$

Fonte – Autor.

A fim de avaliar a incerteza do modelo a montante e a jusante do compressor, calculou-se o erro relativo em ambos os pontos do sistema. A montante, o \overline{ER} observado foi $-0,03\%$, com $\sigma_{ER,X}$ de $0,05\%$ e $ER_{X,max}$ de $-0,10\%$. A jusante, o \overline{ER} , o $\sigma_{ER,X}$ e o $ER_{X,max}$ observados foram respectivamente $-0,03\%$, $0,27\%$ e $-0,74\%$. O resultado do ajuste da densidade está exposto na Figura 51. O modelo previu a densidade dos pontos ajustados com baixa dispersão do \overline{ER} , sobretudo a montante do compressor. Por outro lado, observa-se uma maior dispersão a jusante do compressor nos pontos referentes às maiores rotações do compressor.

Figura 51 – Comparação entre ρ tabelados e modelados e erro relativo em função da temperatura.

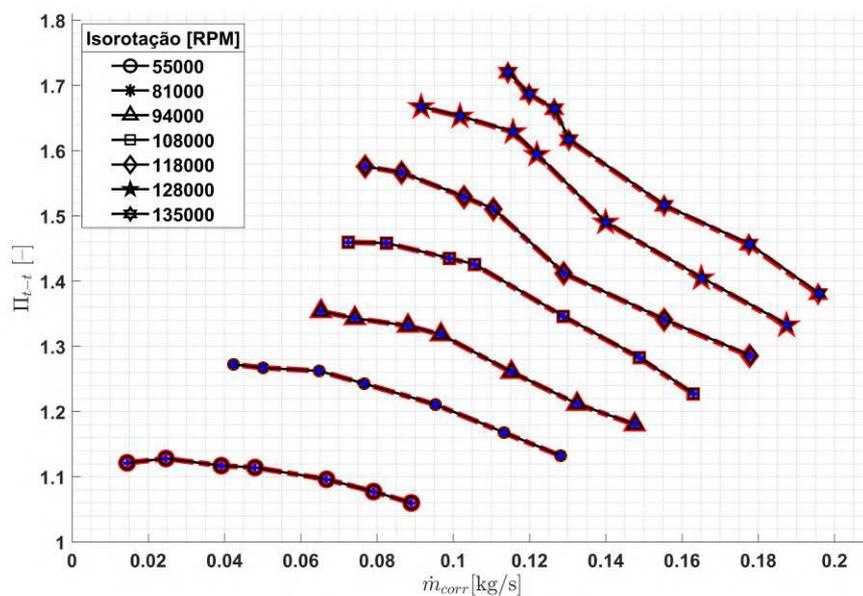


Fonte – Autor.

Em seguida, $\Pi_{t-t,est}$, $\dot{m}_{corr,est}$ e $\eta_{is,est}$ foram calculados com o uso de valores de T_0 e p_0 estimados através das Equações 14 e 13 a partir dos calores específicos e densidade modelados. Observou-se um \overline{ER} de $-0,03\%$ com $\sigma_{ER,X}$ de $0,02\%$ e $ER_{X,max}$ de $-0,06\%$ a 135krev/min na determinação de $\Pi_{t-t,est}$, representando um intervalo de previsão de $[-0,07\%, 0,01\%]$. Já para $\dot{m}_{corr,est}$, o \overline{ER} observado foi de $-0,03\%$ com $\sigma_{ER,X}$ de $0,03\%$ e $ER_{X,max}$ de $-0,14\%$, também a 135krev/min , resultando em um intervalo de previsão de $[-0,09\%, 0,03\%]$. Por fim, observaram-se um \overline{ER} com $\sigma_{ER,X}$ de respectivamente $-0,07\%$ e $0,07\%$ no cálculo de $\eta_{is,est}$, registrando um $ER_{X,max}$ de $-0,17\%$ a 106krev/min , o que representa um intervalo de previsão de $[-0,21\%, 0,07\%]$.

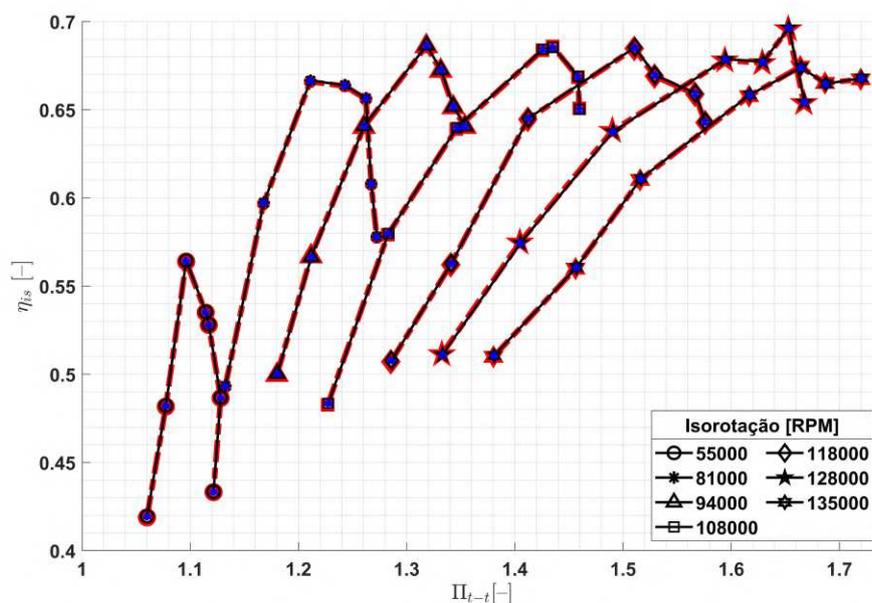
A comparação entre os resultados experimentais e modelados do mapa de $\Pi_{t-t,est}$ versus $\dot{m}_{corr,est}$ está exposta na Figura 52, onde os valores obtidos experimentalmente foram representados por linhas contínuas pretas enquanto os obtidos pela Modelagem Termodinâmica estão representados por linhas traço e ponto vermelhas e o intervalos de previsão pelas barras de erro azuis. Observa-se o colapso das barras de erros ao longo do mapa devido ao pequeno intervalo de previsão resultante do ajuste. Essa baixa incerteza levou os resultados previstos pela Modelagem Termodinâmica a sobrepor os valores experimentais, sobretudo à baixas rotações.

Figura 52 – Comparação entre resultados experimentais, linhas contínuas pretas, com intervalos de previsões, barras de erros azuis, e resultados obtidos através da Modelagem Termodinâmica, linhas traço e ponto vermelhas, para o mapa \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t} .



Fonte – Autor.

Figura 53 – Comparação entre resultados experimentais, linhas contínuas pretas, com intervalos de previsões, barras de erros azuis, e resultados obtidos através da Modelagem Termodinâmica, linhas traço e ponto vermelhas, para o mapa Π_{t-t} versus η_{is} .



Fonte – Autor.

As comparações entre $\eta_{is,est}$ e η_{is} estão expostas na Figura 53. Novamente, os valores obtidos experimentalmente foram representados pelas linhas contínuas pretas com intervalos de previsão representados pelas barras de erro azuis enquanto os valores obtidos pelo modelo

termodinâmico estão representados pelas linhas traço e ponto vermelhas. Observa-se que a baixa incerteza na determinação do desempenho do compressor também se reflete no mapa de eficiência isentrópica do compressor, resultando no colapso das barras de erro nos pontos de operação e na sobreposição dos valores estimados aos valores obtidos experimentalmente.

Uma vez que as Equações 11, 12 e 23 tratam do equacionamento utilizado para o levantamento dos mapas termodinâmicos do compressor, o bom resultado retratado nas Figuras 52 e 53 pode ser atribuído à baixa incerteza das previsões dos calores específicos e densidade proporcionadas pelas Equações 49 e 50. A fim de mitigar a incerteza, optou-se por empregar as Equações 49 e 50 nas demais modelagens.

Modelo Jensen & Kristensen

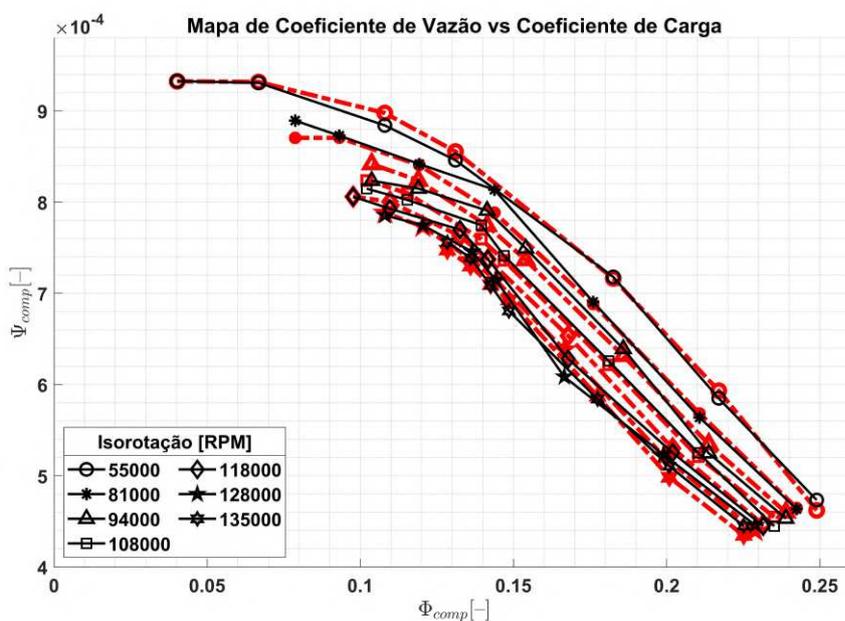
A modelagem proposta por Jensen *et al.* (1991) visa a determinação do desempenho do compressor através da correlação de parâmetros adimensionais, representados pelas Equações 30 e 32, através de modelos semi-físicos. Para correlacionar as Φ_c a Ψ_c , fez-se o ajuste das Equações 51 e 52 aos parâmetros Φ_c a Ψ_c calculados a partir dos dados experimentais levantados para ajuste dos modelos. O resultado do ajuste pode ser observado na Tabela 21.

Tabela 21 – Coeficientes do ajuste de Ψ_c em função Φ_c .

j	1	2	3	4
$x_{j,1}$	$-130,86 \times 10^{-3}$	$+50,97 \times 10^{-3}$	$-8,50 \times 10^{-3}$	$+1,47 \times 10^{-3}$
$x_{j,2}$	$+10,90 \times 10^{-3}$	$-5,20 \times 10^{-3}$	$+7,84 \times 10^{-4}$	$-4,38 \times 10^{-5}$

Fonte – Autor.

Figura 54 – Comparação entre resultados experimentais, linhas contínuas pretas, e resultados obtidos através da Modelagem J&K, linhas traço e ponto vermelhas, para o mapa Φ_c versus Ψ_c .



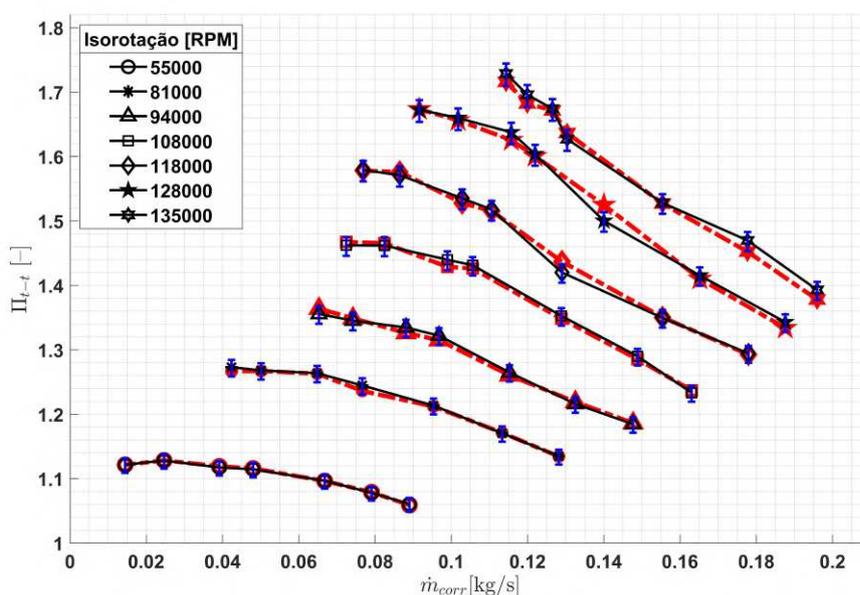
Fonte – Autor.

O \overline{ER} observado entre Ψ_c calculado a partir dos dados experimentais e ajustado em função de Φ_c foi de 0,02%, com $\sigma_{ER,X}$ de 1,60% e $ER_{X,max}$ observado de 4,86% a 129krev/min. A comparação entre os resultados de Ψ_c calculados a partir dos dados experimentais e estimados versus Φ_c está exposta na Figura 54. Observa-se concordância entre o comportamento de Ψ_c previsto pelo modelo e o comportamento calculado a partir de dados experimentais.

A partir dos resultados estimados através das Equações 51 e 52, empregou-se a Equação 30 para o cálculo de Π_{t-t} . O \overline{ER} observado na previsão de Π_{t-t} foi de -0,11% com $\sigma_{ER,X}$ de 0,51%, resultando em um intervalo de previsão de $[-1,11\%, 0,89\%]$, e $ER_{X,max}$ observado de 1,65% a 129krev/min.

A comparação entre os resultados experimentais e previstos do mapa de \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t} está exposta na Figura 52. O intervalo de previsão do modelo se refletiu na previsão de Π_{t-t} , com as isorotações calculadas abaixo de 118krev/min reproduzindo o comportamento das isorotações experimentais. Em específico, observa-se a sobreposição de $\Pi_{t-t,est}$ aos valores experimentais a 55 e 81krev/min, uma faixa de operação frequentemente observada no funcionamento em MCI.

Figura 55 – Comparação entre os resultados experimentais, linhas contínuas pretas, com intervalos de previsão, barras de erro azuis, e resultados obtidos através da Modelagem J&K, linhas traço e ponto vermelhas, para o mapa \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t} .



Fonte – Autor.

Para a estimativa de $\eta_{is,est}$, Jensen *et al.* (1991) propuseram o emprego direto de correlações com Φ_c . Similarmente à correlação entre Φ_c e Ψ_c , as Equações 53 e 54 foram ajustadas aos valores de η_{is} e Φ_c calculados a partir dos dados obtidos experimentalmente para ajuste dos modelos. O resultado do ajuste pode ser observado na Tabela 22.

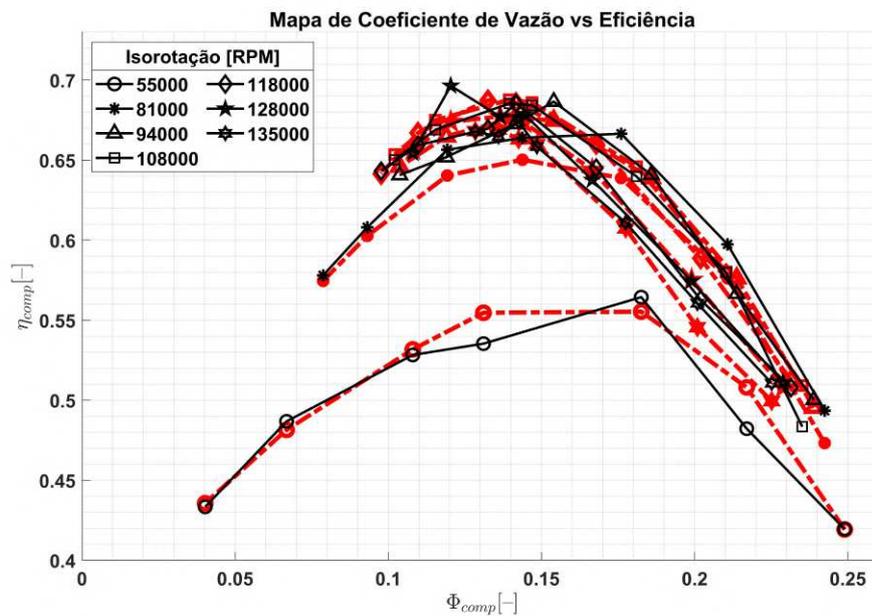
Tabela 22 – Coeficientes do ajuste de η_{is} em função Φ_c .

j	1	2	3	4
$y_{j,1}$	+115,84	-51,40	+7,90	-0,23
$y_{j,2}$	-21,33	+8,49	-1,08	+0,08
$y_{j,3}$	+0,72	-0,32	+0,04	$-2,6 \times 10^{-3}$

Fonte – Autor.

O \overline{ER} observado no ajuste de η_{is} foi de 0,04% com $\sigma_{ER,X}$ de 2,09%, o que representa um intervalo de previsão de $[-4,06\%, 4,14\%]$, e $ER_{X,max}$ de 5,35% a 55krev/min. A comparação entre os resultados de η_{is} calculados a partir dos dados experimentais e estimados versus Φ_c está exposta na Figura 56. Observa-se que a representação η_{is} versus Φ_c agrupa os resultados das isorotações, o que torna difícil visualizar os resultados experimentais e calculado pela modelagem. Não obstante, nota-se que o modelo subestimou a eficiência isentrópica do compressor a 81krev/min, deslocando a isorotação no sentido do eixo Φ_c .

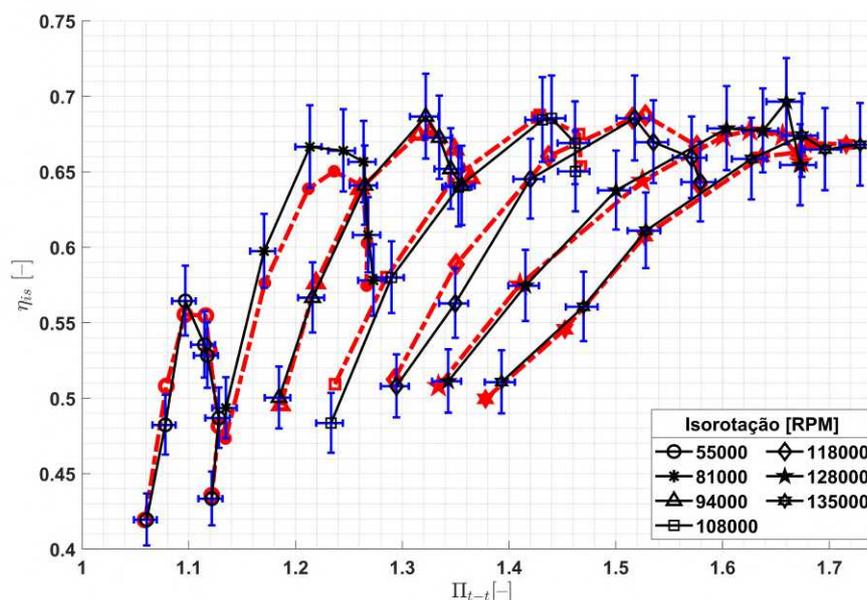
Figura 56 – Comparação entre resultados experimentais, linhas contínuas pretas, e resultados obtidos através da Modelagem J&K, linhas traço e ponto vermelhas, para o mapa η_{is} versus Φ_c .



Fonte – Autor.

O mapa de Π_{t-t} versus η_{is} está apresentado na Figura 57. Observa-se que o modelo representado pelas Equações 53 e 54 resultou isorotações estimadas consideravelmente próximas às isorotações experimentais no mapa eficiência isentrópica. No entanto, nota-se a subestimativa de η_{is} na isorotação de 81krev/min e sobre-estimativas pontuais de η_{is} nas demais isorotações.

Figura 57 – Comparação entre resultados experimentais, linhas contínuas pretas, com intervalos de previsão, barras de erro azuis, e resultados obtidos através da Modelagem J&K, linhas traço e ponto vermelhas, para o mapa Π_{t-t} versus η_{is} .



Fonte – Autor.

Modelo Stricker

Partindo da modelagem apresentada por Jensen *et al.* (1991), a modelagem proposta por Stricker *et al.* (2014) determina o desempenho do TC a partir da correlação de parâmetros adimensionais de carga e vazão. Contudo, Stricker *et al.* (2014) propôs a determinação da vazão a partir da razão de compressão utilizando um parâmetro de vazão adimensional representado pela Equação 34. Para correlacionar Φ'_c a Ψ_c , empregou-se a Equação 42 em que, semelhante ao trabalho de Stricker *et al.* (2014), os coeficientes foram encontrados através de mínimos quadrados ponderados. O resultado do ajuste pode ser observado na Tabela 23.

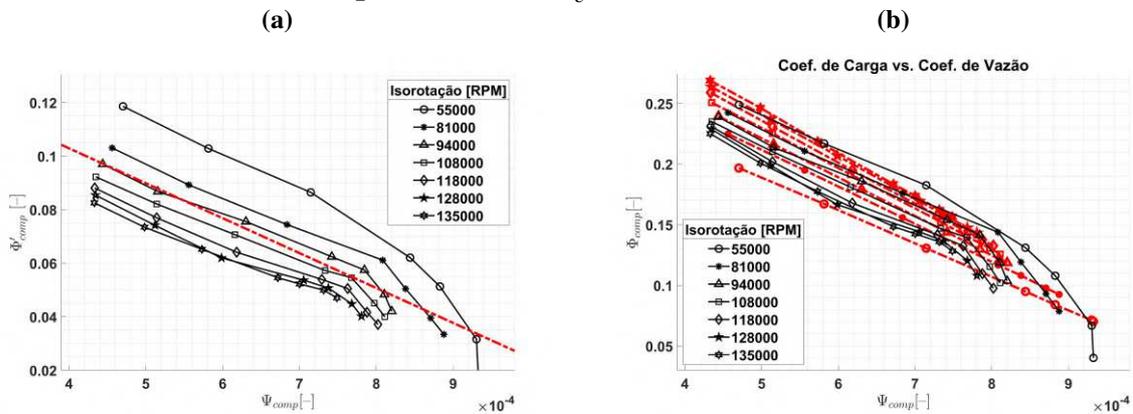
Tabela 23 – Coeficientes do ajuste de Φ' em função de Ψ .

i	1	2	3	4
a_i	$+9,75 \times 10^3$	$-3,92 \times 10^3$	$-13,04 \times 10^4$	$+155,08$

Fonte – Autor.

Observou-se um \overline{ER} de 8,41% no ajuste da equação Equação 42, com $\sigma_{ER,X}$ de 18,70% e $ER_{X,max}$ de 74,52% a 54krev/min. Nota-se que a incerteza deste ajuste é consideravelmente superior ao ajuste realizado para as Equações 51 e 52. A comparação entre os resultados de Φ_c e Φ'_c calculados a partir dos dados experimentais e estimados versus Ψ_c está exposta na Figura 58. A modelagem proposta por Stricker *et al.* (2014) aproveita do colapso do coeficiente de vazão observado pelos autores ao se realizar a adimensionalização proposta no referido trabalho. Contudo, este colapso das isorotações não foi observado para o compressor estudado neste trabalho, como pode ser observado na Figura 58a.

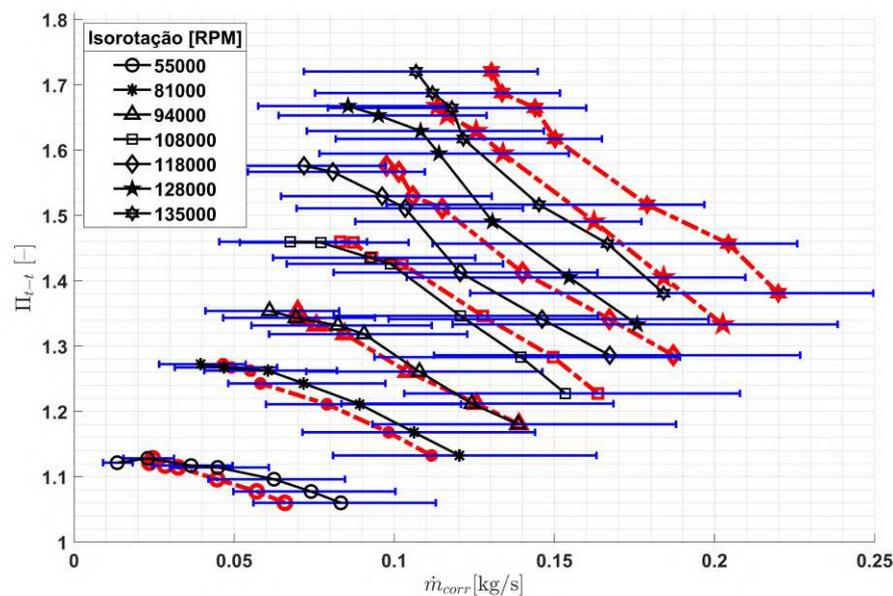
Figura 58 – Comparação entre resultados experimentais, linhas contínuas pretas, e resultados obtidos através da Modelagem Stricker, linhas traço e ponto vermelhas, para os mapas Ψ_c versus Φ'_c (a) e Ψ_c versus Φ_c (b).



Fonte – Autor.

O impacto da alta incerteza observada no ajuste de $\Phi'_{c,est}$ é verificado na previsão de $\dot{m}_{corr,est}$, em que observa-se um \overline{ER} de 1,39% com $\sigma_{ER,X}$ de 17,44%, o que resulta num intervalo de previsão de $[-32,79\%, 35,57\%]$, e $ER_{X,max}$ de 63,02%. A comparação entre os resultados experimentais e previstos do mapa de \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t} está exposta na Figura 59. Observa-se que o ajuste não foi capaz de reproduzir bem o comportamento do compressor. Constata-se consideráveis sobre-estimativas de \dot{m}_{corr} acima de $94krev/min$, como observado por Stricker *et al.* (2014), e subestimativas abaixo de $94krev/min$. Ainda, o ajuste não foi capaz de estimar \dot{m}_{corr} nos pontos mais próximos da região de *surge* para o compressor estudado neste trabalho.

Figura 59 – Comparação entre resultados experimentais, linhas contínuas pretas, com intervalos de previsão, barras de erro azuis, e resultados obtidos através da Modelagem Stricker, linhas traço e ponto vermelhas, para o mapa \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t} .



Fonte – Autor.

Para a determinação de $\eta_{comp,est}$, Stricker *et al.* (2014) propôs o emprego de η'_{comp} , definido através da Equação 35. η'_{comp} é então correlacionado a Φ'_c através da Equação 43. Os coeficientes encontrados para o ajuste aos dados experimentais estão apresentados na Tabela 24.

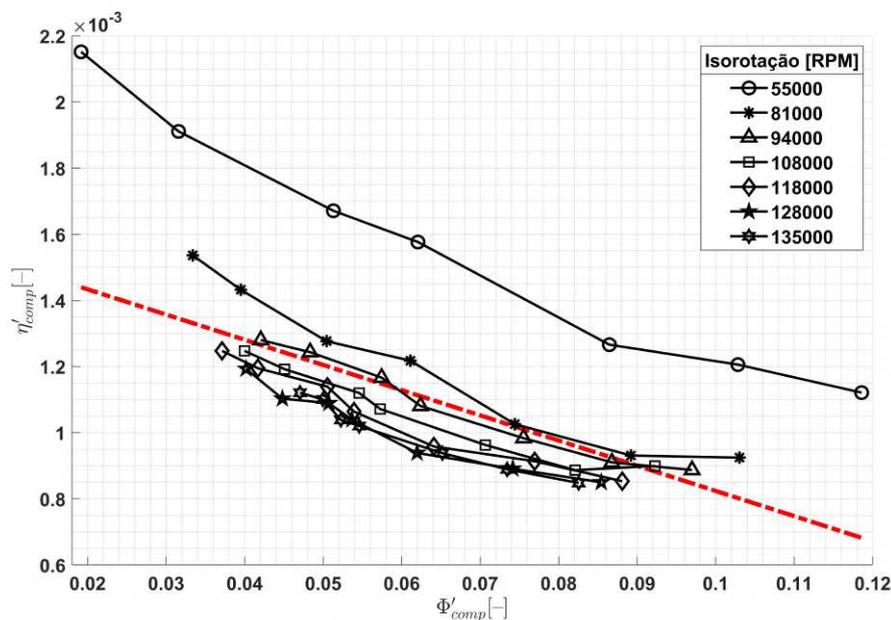
Tabela 24 – Coeficientes do ajuste de η' em função de Φ' .

i	1	2
c_i	$-7,62 \times 10^3$	$+1,59 \times 10^3$

Fonte – Autor.

Observou-se um \overline{ER} de $-0,13\%$ com $\sigma_{ER,X}$ de $15,03\%$ e erro máximo de $-39,15\%$ a $54krev/min$. Novamente, a incerteza observada nesta modelagem é consideravelmente maior que a incerteza observada na modelagem anterior. A comparação entre os resultados experimentais e previstos de Φ'_c versus η'_c está exposta na Figura 60. Ainda, a adimensionalização da eficiência do compressor estudado neste trabalho não resultou no colapso das linhas de eficiências isentrópicas do compressor, como observado por Stricker *et al.* (2014). Consequentemente, observou-se elevada incerteza na determinação de $\eta'_{c,est}$.

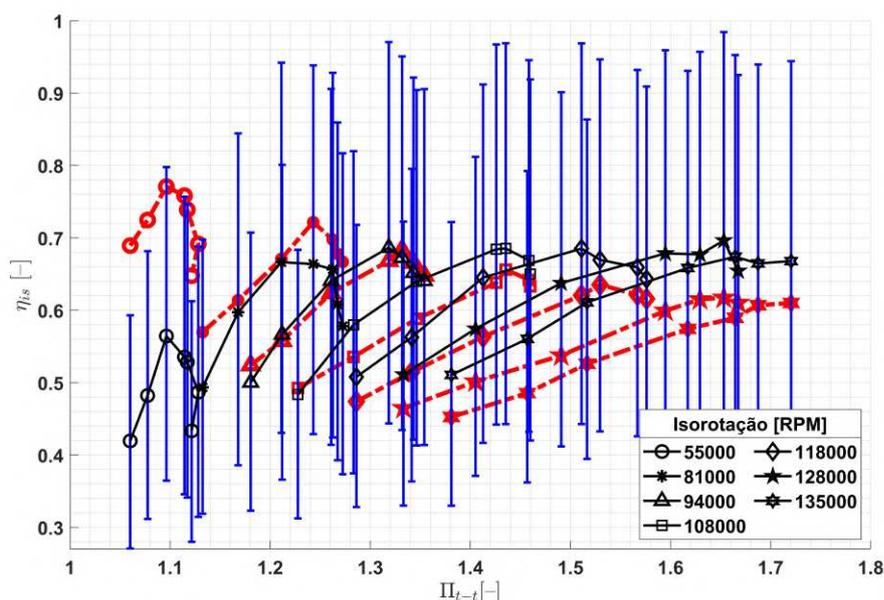
Figura 60 – Comparação entre resultados experimentais, linhas contínuas pretas, e resultados obtidos através da Modelagem Stricker, linhas traço e ponto vermelhas, para o mapa Φ' versus η' .



Fonte – Autor.

Esta alta incerteza na estimativa de $\eta'_{c,est}$ foi propagada na previsão da $\eta_{is,est}$, em que observou-se um \overline{ER} de $2,98\%$ com $\sigma_{ER,X}$ de $19,58\%$, o que resultou em um intervalo de previsão de $[-35,40\%, 41,36\%]$, e $ER_{X,max}$ de $64,34\%$. O mapa de η_{is} está apresentado na Figura 61. Novamente, o modelo não reproduziu bem a tendência de η_{is} do compressor. Observa-se ainda que o modelo sobre-estimou $\eta_{is,est}$ do compressor abaixo de $94krev/min$, enquanto subestimou $\eta_{is,est}$ em rotações mais altas.

Figura 61 – Comparação entre resultados experimentais, linhas contínuas pretas, com intervalos de previsão, barras de erro azuis, e resultados obtidos através da Modelagem Stricker, linhas traço e ponto vermelhas, para o mapa Π_{t-t} versus η_{is} .



Fonte – Autor.

Modelo Polinomial

Por fim, a modelagem semi-física considerada neste trabalho baseia-se no ajuste de funções polinomiais aos mapas experimentais para estimar diretamente Π_{t-t} e η_{is} . Para a previsão de Π_{t-t} observou-se a influência em terceiro grau de \dot{m}_{corr} em conjunto com uma influência de primeiro grau de M_c . Esta influência foi então representada através da Equação 55 e ajustada através de mínimos quadrados não-lineares ponderados aos valores experimentais levantados para ajuste dos modelos. O resultado do ajuste está exposto na Tabela 25.

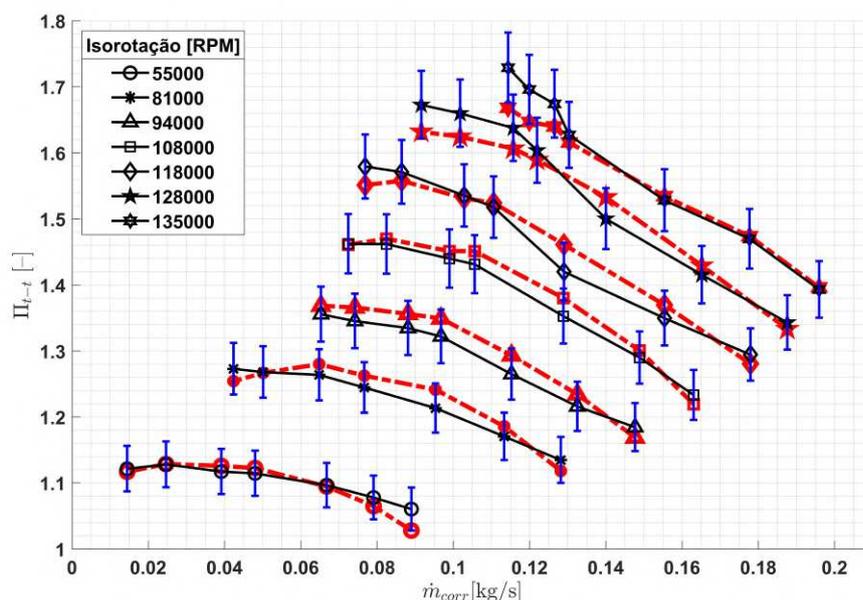
Tabela 25 – Coeficientes do ajuste de Π_{t-t} em função de \dot{m}_{corr} e M_c .

i	1	2	3	4
$x_{\Pi,i}$	-87,32	+9,87	+20,80	-4,22
i	5	6	7	8
$x_{\Pi,i}$	-7,28	+0,70	+1,13	$-2,90 \times 10^{-3}$

Fonte – Autor.

Observou-se um \overline{ER} de 0,01% com $\sigma_{ER,X}$ de 1,57%, resultando em um intervalo de previsão de $[-3,07\%, 3,09\%]$ e $ER_{X,max}$ de $-3,50\%$ a $135krev/min$, nos valores de $\Pi_{t-t,est}$, indicando uma baixa incerteza do modelo. A comparação entre os resultados experimentais e previstos do mapa de \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t} está exposta na Figura 62. Observa-se que o modelo foi capaz de prever bem $\Pi_{t-t,est}$. Contudo, verifica-se que a simplicidade física do modelo matemático resultou em $\sigma_{ER,X}$ superior aqueles observados nas reproduções de Π_{t-t} nas modelagens Termodinâmicas e J&K.

Figura 62 – Comparação entre resultados experimentais, linhas contínuas pretas, com intervalos de previsão, barras de erro azuis, e resultados obtidos através da Modelagem Stricker, linhas traço e ponto vermelhas, para o mapa \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t} .



Fonte – Autor.

Notou-se também uma correlação entre η_{is} , \dot{m}_{corr} e M_c . Contudo, enquanto a correlação de \dot{m}_{corr} também foi de terceiro grau, observou-se uma resposta de segundo grau para M_c . A correlação resultante foi representada através da Equação 56 aos dados experimentais através de mínimos quadrados não lineares ponderados. Os coeficientes encontrados pelo ajuste podem ser observados na Tabela 26.

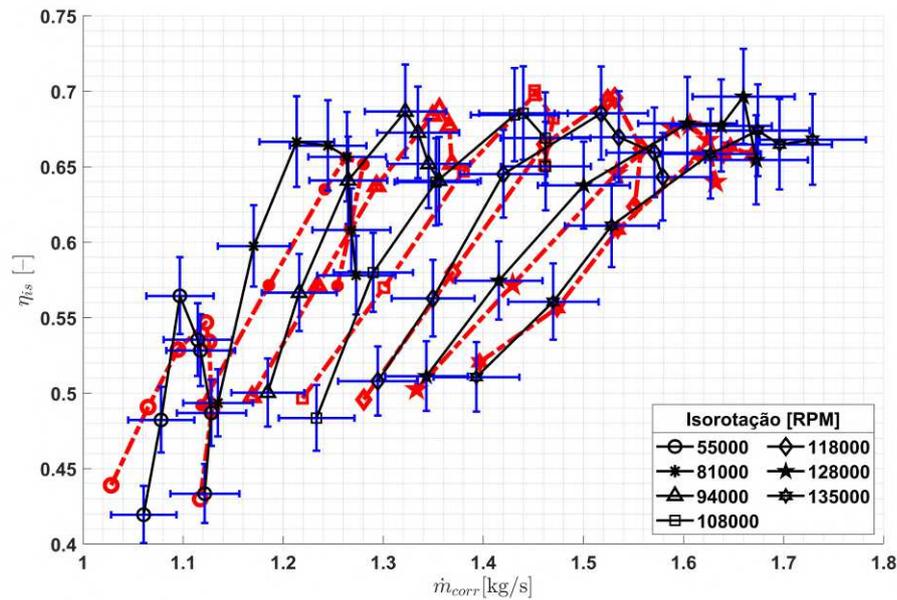
Tabela 26 – Coeficientes do ajuste de η_{is} em função de \dot{m}_{corr} e M_c .

i	1	2	3	4	5	6
$x_{\eta,i}$	+434,40	-17,19	+0,52	-133,28	+3,00	-0,17
i	7	8	9	10	11	12
$x_{\eta,i}$	+3,94	+0,17	+2,14x10 ⁻²	-3,99x10 ⁻²	+6,21x10 ⁻²	-0,27x10 ⁻²

Fonte – Autor.

O ajuste da Equação 56 aos dados experimentais resultou em um \overline{ER} observado de 0,03% com $\sigma_{ER,X}$ de 2,30%, equivalendo a um intervalo de previsão de [-4,48%, 4,54%], e $ER_{X,max}$ de -6,30% a 55krev/min. Os mapas de η_{is} podem ser observados na Figura 63. Novamente, a Modelagem Polinomial apresentou uma baixa incerteza na previsão de η_{is} do compressor. Nota-se que o modelo ajustado não foi capaz de reproduzir bem o comportamento das isorotações para o mapa de Π_{t-t} versus η_{is} . No entanto, ressalta-se que esta maior distorção das isorotações quando comparado às modelagens Termodinâmica e J&K deve-se também à maior incerteza na previsão de Π_{t-t} .

Figura 63 – Comparação entre resultados experimentais, linhas contínuas pretas, com intervalos de previsão, barras de erro azuis, e resultados obtidos através da Modelagem Stricker, linhas traço e ponto vermelhas, para o mapa Π_{t-t} versus η_{is} .



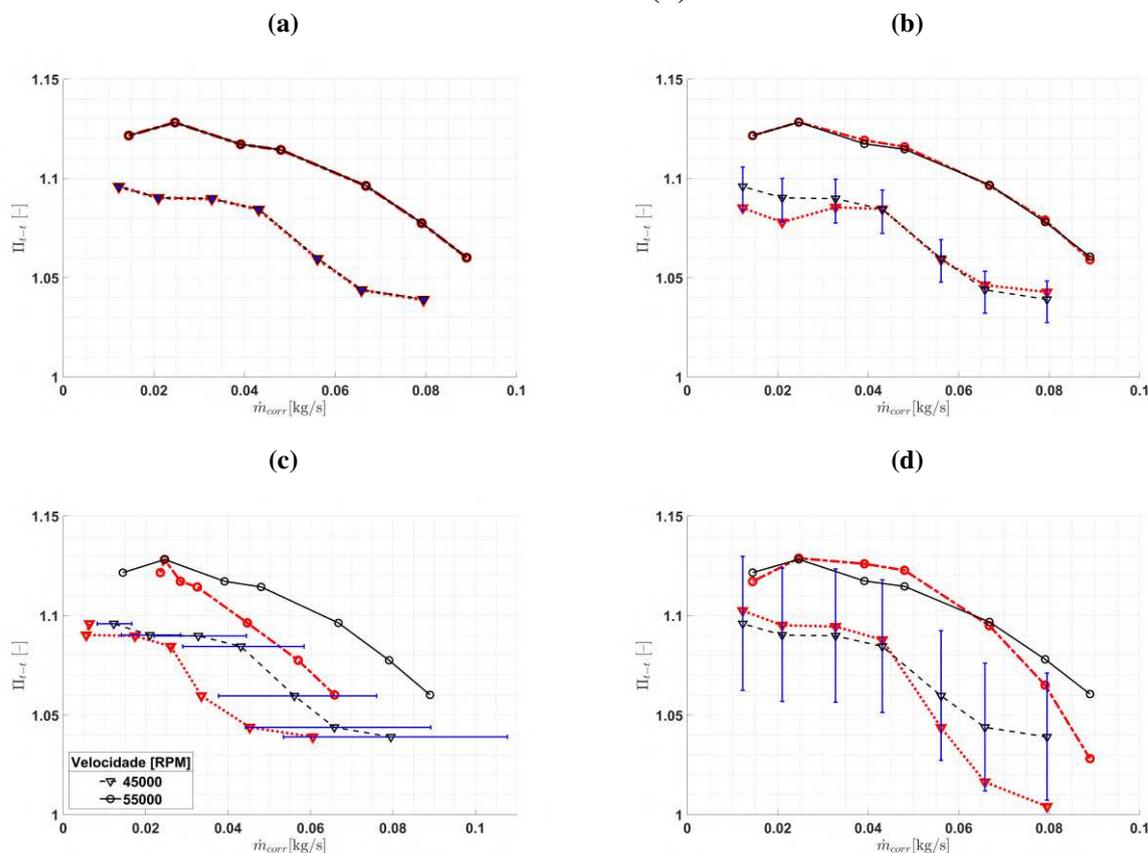
Fonte – Autor.

4.2.2 Validação

Nesta seção serão apresentados os resultados das validações dos modelos matemáticos considerados. Os resultados da previsão do desempenho na isorotação $45\text{krev}/\text{min}$ e dos pontos sorteados dentro da região mapeada serão apresentados e comparados entre os modelos. Em seguida, serão apresentadas as incertezas observadas no ajuste e na validação, o tempo necessário para a determinação do desempenho do compressor e a instrumentação que cada modelagem requer.

Na Figura 64 estão apresentados os mapas de \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t} experimentais e previstos pelas modelagens consideradas, com enfoque na região de baixa rotação. Observa-se que todas as Modelagens apresentaram resultados da previsão próximos ao experimental para a isorotação de $45\text{krev}/\text{min}$ para este mapa.

Figura 64 – Resultados experimentais e previsões para o mapa de \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t} com enfoque na isorotação $45krev/min$; estando a isorotação de $45krev/min$ representada pela linha tracejada preta para o resultado experimental, com intervalo de previsão do ajuste representado por barras de erro azuis, e linha pontilhada vermelha para a previsão, e o mapa experimental representado pela linha sólida preta e o previsto por linha traço e ponto vermelha para a Modelagem Termodinâmica (a), J&K (b), Stricker (c) e Polinomial (d).



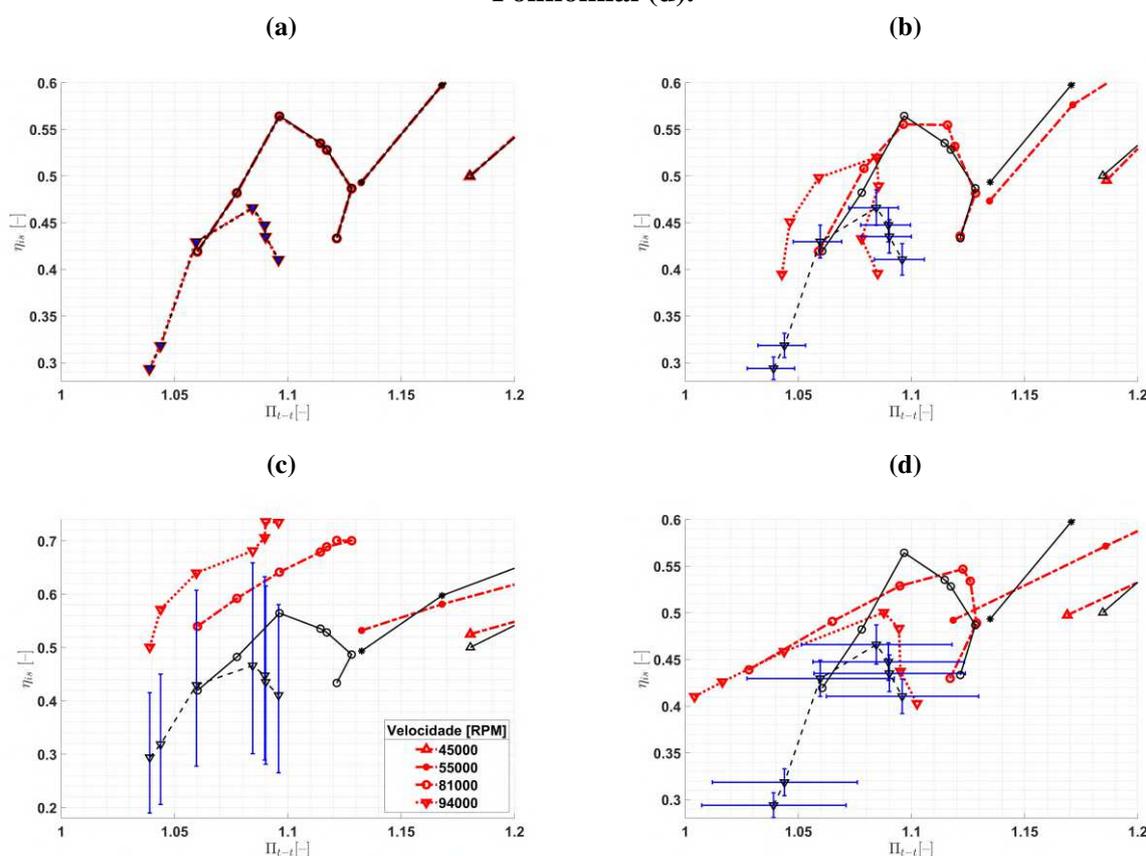
Fonte – Autor.

Em específico, observa-se na Figura 64a que a Modelagem Termodinâmica, que é construída a partir do uso do equacionamento empregado para a construção dos mapas experimentais, resultou na sobreposição do desempenho previsto ao experimental. A Modelagem J&K, apresentada na Figura 64b, se destaca por apresentar pela baixa incerteza representada pelo intervalo de previsão. Apesar de ser observado a subestimativa de $\Pi_{t-t,est}$ próximo à região de *surge*, ressalta-se que os valores estão dentro do intervalo de previsão. Por fim, a Modelagem Polinomial, apresentada na Figura 64d, também foi capaz de reproduzir a posição da isorotação, refletindo o baixo valor de \overline{ER} observado para $\Pi_{t-t,est}$. No entanto, o maior valor de σ_{ER} refletiu na maior subestimada de $\Pi_{t-t,est}$ perto da região de entupimento do compressor, a região à direita no mapa. Em contrapartida, a Modelagem Stricker, apresentada na Figura 64c, apresentou a maior incerteza entre as modelagens. Esta modelagem apresentou considerável subestimativa de $\dot{m}_{corr,est}$ e a maioria dos pontos fora do intervalo de previsão, principalmente devido ao maior \overline{ER} observado.

Na Figura 65 estão apresentados o enfoque na região de baixa rotação do mapa de Π_{t-t}

versus η_{is} experimentais e previstos pelas modelagens abordadas neste trabalho. Observa-se que, com exceção dos resultados apresentados pela Modelagem Stricker, os modelos apresentaram resultados próximos aos resultados experimentais.

Figura 65 – Resultados experimentais e previsões para o mapa de Π_{t-t} versus η_{is} com enfoque na isorotação $45krev/min$; estando a isorotação de $45krev/min$ representada pela linha tracejada preta para o resultado experimental, com intervalo de previsão do ajuste representado por barras de erros azuis, e linha pontilhada vermelha para a previsão, e o mapa experimental representado por linhas sólidas pretas e o previsto por linhas traço e ponto vermelhas para a Modelagem Termodinâmica (a), J&K (b), Stricker (c) e Polinomial (d).



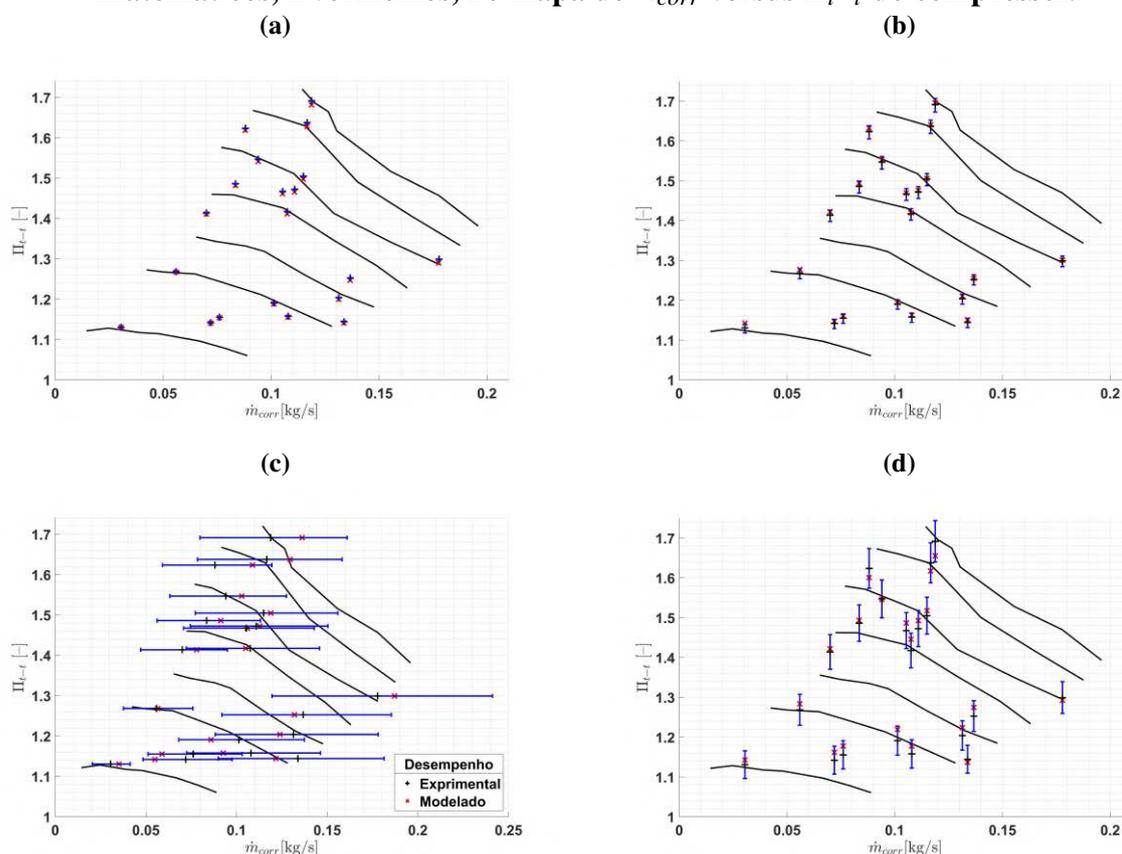
Fonte – Autor.

A Modelagem Termodinâmica, apresentada na Figura 65a, apresentou sobreposição dos resultados previstos aos resultados experimentais, tal qual observado para o mapa \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t} . Os resultados apresentados pela Modelagem Stricker, representados na Figura 65c, também refletiram a previsão anterior. A modelagem apresentou considerável sobre-estimativa de $\eta_{is,est}$ devido ao alto \overline{ER} observado. Por outro lado, as Modelagens Polinomial e J&K apresentaram um comportamento distinto na reprodução de $\eta_{is,est}$ fora da região mapeada. Em ambas as modelagens, observou-se sobre-estimativa de $\eta_{is,est}$ nos cinco pontos de operação mais afastados da linha de surge, com aumento gradual de ER partindo do surge para o entupimento do compressor. Isto resultou em um aumento tanto o valor observado de \overline{ER} quanto de σ_{ER} .

Na Figura 66 estão apresentadas as sobreposições das dispersões dos pontos de opera-

ção experimentais e previstos pelos modelos matemáticos abordados neste trabalho no mapa experimental de \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t} do compressor.

Figura 66 – Sobreposição dos pontos de operação experimentais, + pretos, com intervalos de previsão, barras de erros azuis, e dos pontos de operação previstos pelos modelos matemáticos, x vermelhos, no mapa de \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t} do compressor.



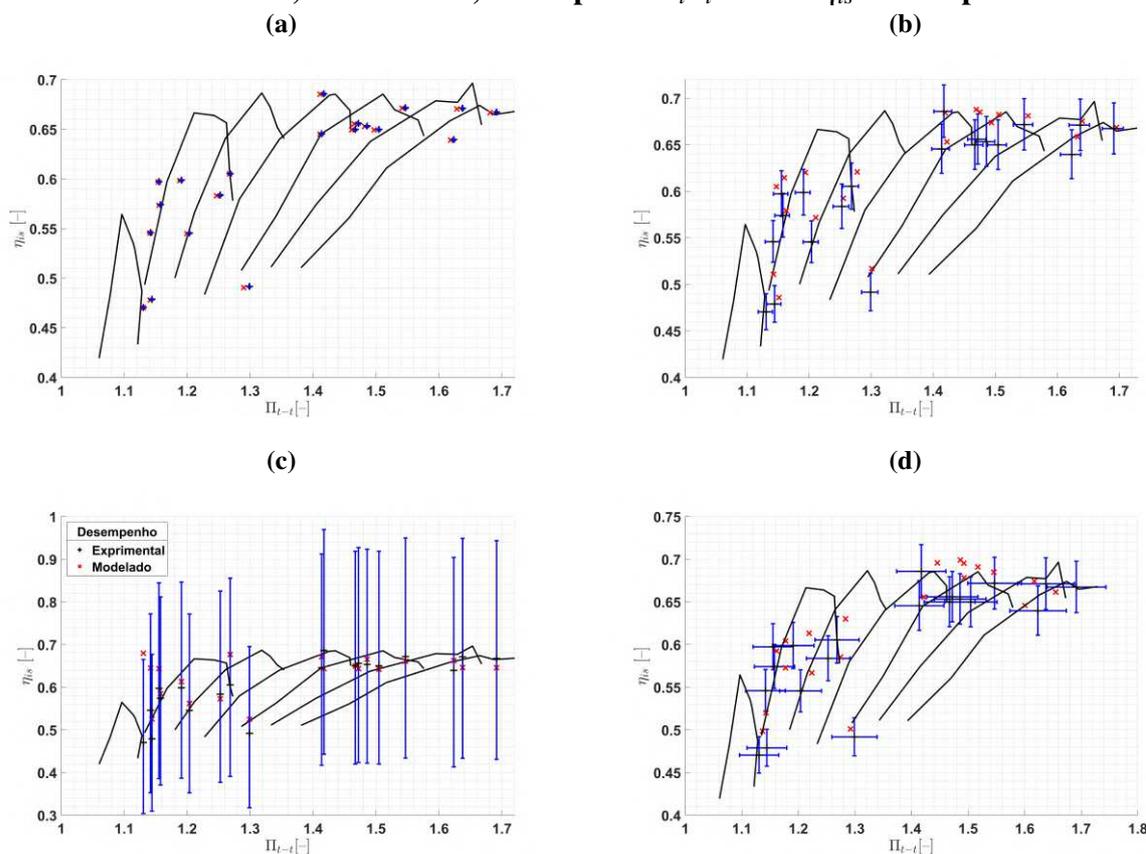
Fonte – Autor.

Observa-se que tanto a Modelagem Termodinâmica, Figura 66a, quanto a Modelagem J&K, Figura 66b, apresentaram a previsão do desempenho próximo aos dados experimentais, o que indica baixas incertezas na previsão dentro da região mapeada. Percebe-se na Figura 66a que as previsões de Π_{t-t} dentro da região mapeada apresentaram desvios maiores que o intervalo de previsão, representado pelas barras de erro colapsados nos pontos experimentais, em diversos pontos de operação. Por outro lado, constata-se pela Figura 66b que todos as previsões de Π_{t-t} para pontos de operação empregados na validação se encontram dentro do intervalo de previsão. Ressalta-se, no entanto, que o intervalo de previsão observado na Modelagem J&K é maior que aquele observado na Modelagem Termodinâmica. A Modelagem Polinomial, Figura 64d, também apresentou $\Pi_{t-t,est}$ dentro do intervalo de previsão observado no ajuste. Ainda que esta modelagem tenha apresentado maior dispersão entre os resultados modelados e os resultados experimentais do que as Modelagens Termodinâmica e J&K, destaca-se que a Modelagem apresentou um intervalo de previsão maior. Por fim, a Modelagem Stricker, Figura 66c, foi aquela que apresentou as maiores diferenças entre os pontos previstos e o ex-

perimentais dentre os modelos estudados. Ainda que os $\dot{m}_{corr,est}$ calculados estejam dentro dos intervalos de previsões observados no ajuste, enfatiza-se que a incerteza observada no ajuste desta da Modelagem Stricker foi a maior dentre as quatro modelagens consideradas.

Por fim, na Figura 67 estão apresentadas as sobreposições das dispersões dos pontos de operações experimentais e estimados pelos modelos abordados no mapa experimental de Π_{t-t} versus η_{is} .

Figura 67 – Sobreposição dos pontos de operação experimentais, + pretos, com intervalos de previsão, barras de erros azuis, e dos pontos de operação previstos pelos modelos matemáticos, x vermelhos, no mapa de Π_{t-t} versus η_{is} do compressor.



Fonte – Autor.

Novamente, a Modelagem Termodinâmica, Figura 66a apresentou previsões de desempenho próximos aos resultados experimentais. A modelagem apresentou $\eta_{is,est}$ com incerteza próxima àquela observada no ajuste do modelo, sendo a dispersão entre os resultados previstos e experimentais da Figura 66a devida à maior incerteza observada para $\Pi_{t-t,est}$. Tanto a Modelagem J&K, Figura 67b, quanto a Modelagem Polinomial, Figura 67d, apresentaram incertezas semelhantes no cálculo de $\eta_{is,est}$. Tendo intervalos de previsão observados no ajuste semelhantes, ambas as modelagens apresentaram a maioria dos resultados dentro deste intervalo. Finalmente, a Modelagem Stricker, Figura 67c, apresentou a maior incerteza no cálculo de $\eta_{is,est}$ dentre os modelos abordados. Especificamente esta modelagem apresentou altas sobreestimativas de $\eta_{is,est}$ em baixas rotações do compressor, chegando a apresentar um ponto de

operação fora do grande intervalo de previsão de η_{is} observado no ajuste.

Na Tabela 27 estão agrupadas as incertezas observadas no ajuste e nas validações a 45krev/min e no interior da região mapeada nas quatro modelagens abordadas neste trabalho.

Tabela 27 – Incertezas observadas no ajuste e nas validações a 45krev/min para cada Modelagem.

Variável		Termodinâmica	J&K	Stricker	Polinomial	
Ajuste	\dot{m}_{corr}	\overline{ER}	-0,03%	–	1,39%	–
		σ_{ER}	0,03%	–	17,44%	–
		ER_{max}	-0,14%	–	63,02%	–
	Π_{t-t}	\overline{ER}	-0,03%	-0,11%	–	0,01%
		σ_{ER}	0,02%	0,51%	–	1,57%
		ER_{max}	-0,06%	1,65%	–	-3,50%
	η_{is}	\overline{ER}	-0,07%	0,04%	2,98%	0,03%
		σ_{ER}	0,07%	2,09	19,58%	2,30%
		ER_{max}	-0,17%	5,35%	64,34%	-6,30%
Val. - 45 krev/min	\dot{m}_{corr}	\overline{ER}	-0,08%	–	43,34%	–
		σ_{ER}	0,04%	–	15,77%	–
		ER_{max}	-0,14%	–	-73,37%	–
	Π_{t-t}	\overline{ER}	-0,05%	-0,28%	–	-0,82%
		σ_{ER}	0,01%	0,58%	–	1,67%
		ER_{max}	-0,06%	-1,13%	–	-3,36%
	η_{is}	\overline{ER}	-0,07%	15,53%	64,42%	13,45%
		σ_{ER}	0,09%	16,90%	13,62%	16,40%
		ER_{max}	-0,14%	41,61%	79,55%	39,63%
Val. - Mapa	\dot{m}_{corr}	\overline{ER}	-0,04%	–	0,50%	–
		σ_{ER}	0,02%	–	12,74%	–
		ER_{max}	-0,06%	–	-23,61%	–
	Π_{t-t}	\overline{ER}	-0,33%	0,20%	–	0,47%
		σ_{ER}	0,19%	0,25%	–	1,29%
		ER_{max}	-0,26%	1,06%	–	2,38%
	η_{is}	\overline{ER}	-0,10%	1,54%	4,77%	1,53%
		σ_{ER}	0,05%	2,82%	11,03%	3,11%
		ER_{max}	-0,18%	10,84%	44,44%	10,51%

Fonte – Autor.

Nota-se que a Modelagem Termodinâmica é a que apresentou a menor incerteza no ajuste dos modelos aos dados experimentais, com \overline{ER} e σ_{ER} inferiores a $-0,10\%$ para \dot{m}_{corr} , Π_{t-t} . Isto se atribui ao fato desta modelagem ser composta das mesmas equações utilizadas na construção de mapas de compressores com exceção das equações para cálculo da densidade e dos calores específicos.

Em seguida, as Modelagens J&K e Polinomial apresentaram incertezas próximas, com \overline{ER} e σ_{ER} na determinação de Π_{t-t} de respectivamente $-0,11\%$ e $0,51\%$ na Modelagem J&K e $0,01\%$ e $1,57\%$ na Polinomial. Para a determinação de η_{is} , \overline{ER} e σ_{ER} observados foram de respectivamente $0,04\%$ e $2,09\%$ na Modelagem J&K e $0,03\%$ e $2,30\%$ na Polinomial. Estes resultados indicam que ambas as modelagens são capazes de realizar a previsão do desempenho

com baixa incerteza. Em específico, os menores valores de σ_{ER} da Modelagem J&K indica que esta modelagem reproduziu as isorotações com menor desvio, ao passo que o menor \overline{ER} calculado pela Modelagem Polinomial aponta que esta modelagem teve maior êxito em reproduzir a posição das isorotações ao longo do mapa.

Por outro lado, a Modelagem Stricker apresentou σ_{ER} altos para a previsão do desempenho, sendo 17,44% para \dot{m}_{corr} e 19,58% para η_{is} , ainda que tenham sido observados \overline{ER} relativamente baixos, 1,39% para \dot{m}_{corr} e 2,98% para η_{is} . Isto se explica pelo fato desta modelagem ter apresentado deslocamento das isorotações com sobre-estimativas de \dot{m}_{corr} em isorotações mais altas η_{is} isorotações mais baixas e subestimativas de \dot{m}_{corr} em isorotações mais baixas η_{is} isorotações mais altas, como pode ser observado nos mapas apresentados nas Figuras 59 e 61.

Observa-se também na Tabela 27 que a Modelagem Termodinâmica apresentou a menor incerteza dentre as modelagens avaliadas na validação em baixas rotações, com \overline{ER} e ER_{max} ligeiramente superiores ao encontrado no ajuste e σ_{ER} equivalentes. Ainda, as Modelagens J&K e Polinomial apresentaram aumento nos valores de \overline{ER} e σ_{ER} para a previsão de Π_{t-t} , ainda que a incerteza tenha se mantido próximo dos valores de σ_{ER} observados no ajuste.

Já na previsão de η_{is} , os valores de \overline{ER} e σ_{ER} observados na validação em baixas rotações das Modelagens J&K, Polinomial e Striker foram consideravelmente maiores que aqueles observados no ajuste. Os maiores valores de \overline{ER} expõem a tendência a sobre-estimar η_{is} ao longo da isorotação, sendo este comportamento observado no ajuste da Modelagem Striker. Já o aumento de σ_{ER} indica a maior dificuldade das modelagens em reproduzir o formato da isorotação no mapa de eficiência. Não obstante, observa-se que a Modelagem Striker apresentou σ_{ER} inferior ao valor observado no ajuste. Por fim, a Modelagem Stricker apresentou maior \overline{ER} na previsão de \dot{m}_{corr} . Novamente, este modelo resultou em um σ_{ER} para a previsão de \dot{m}_{corr} inferior àquele observado no ajuste.

Por fim, também estão dispostos na Tabela 27 as incertezas observadas na validação dentro da região mapeada. Novamente, a Modelagem Termodinâmica apresentou a menor incerteza dentre as modelagens, com uma tendência a subestimar o desempenho. Ainda, as Modelagens J&K e Polinomial também apresentaram incertezas semelhantes, apresentando tendência a superestimar o desempenho do compressor. Por fim, também apresentou a maior incerteza dentre o grupo de modelos. Os baixos valores de σ_{ER} também refletiram na diferença entre ER_{max} e \overline{ER} observados na previsão do desempenho no interior da região mapeada.

Observa-se um aumento dos ERs na previsão do desempenho em todas as modelagens consideradas em relação aos erros do ajuste, sendo este aumento esperado. Observa-se também que as Modelagens J&K e Polinomial apresentaram ERs equivalentes. Ainda, mesmo que os ERs das modelagens supracitadas sejam superiores aos ERs observados na Modelagem Termodinâmica, os \overline{ER} absolutos observados foram inferiores a 0,50% com σ_{ER} de até 1,30% para Π_{t-t} e inferiores a 1,55% com σ_{ER} de até 3,15% para η_{is} . Por outro lado, a Modelagem Stricker apresentou os maiores \overline{ER} absolutos nas validações dentro da região mapeada. Não obstante, os σ_{ER} observados para a modelagem Striker foram novamente inferiores àqueles observados no

ajuste.

Na Tabela 28 estão apresentados os tempos necessários para a determinação dos pontos de operação utilizados no ajuste e na validação em cada modelagem. Uma vez que as Modelagens J&K e Polinomial utilizam \dot{m}_{corr} considerou-se o tempo necessário para o cálculo dos respectivos modelos na Modelagem Termodinâmica. Por outro lado, considerou-se que na aplicação da Modelagem Stricker seja adaptada a medição direta da pressão de estagnação, tornando o tempo de cálculo dessa variável nulo.

Tabela 28 – Tempo registrado para a realização dos cálculos para a previsão do desempenho em 76 pontos de operação para cada Modelagem.

Variável	Termodinâmico	J&K	Stricker	Polinomial
\dot{m}_{corr}	2,1000[ms]	2,1000 [ms]	1,6461 [ms]	2,1000 [ms]
Π_{t-t}	1,9883[ms]	1,1730[ms]	–	0,7036[ms]
η_{is}	3,5609[ms]	1,1365[ms]	1,5645[ms]	0,8309[ms]
Total	7,6492 [ms]	4,4095 [ms]	3,2106 [ms]	3,6345 [ms]
Tempo Médio	0,1006 [ms]	0,0580 [ms]	0,0422 [ms]	0,0478 [ms]

Fonte – Autor.

Observa-se que a modelagem proposta por Stricker *et al.* (2014) é a mais eficiente em relação ao tempo de execução, realizando o cálculo dos 76 pontos considerados em 3,2106ms. Em seguida, a Modelagem Polinomial também se mostrou eficiente em relação ao tempo, levando 3,6345ms para completar o cálculo dos 76 pontos. Em seguida, a modelagem J&K levou 4,4095ms para calcular os 76 pontos de operação. Por fim, a modelagem mais extensiva entre as estratégias analisadas, a Modelagem Termodinâmica, apresentou o maior tempo de cálculo 7,6492ms.

Os tempos totais necessários para o cálculo do desempenho nos pontos de operação representaram um tempo médio por ponto de 0,0422ms para a Modelagem Stricker, 0,0478ms para a Polinomial, 0,0580ms para a J&K e 0,1006ms para a Termodinâmica.

Tabela 29 – Variáveis aquisitadas para a previsão do desempenho em cada modelagem.

Variáveis		\dot{m}	T_1	T_2	p_1	p_2	N
Termo.	\dot{m}_{corr}	✓	✓	✗	✓	✗	✗
	Π_{t-t}	✓	✓	✓	✓	✓	✗
	η_{is}	✓	✓	✓	✓	✓	✗
J&K	\dot{m}_{corr}	✓	✓	✗	✓	✗	✗
	Π_{t-t}	✓	✓	✗	✓	✗	✓
	η_{is}	✓	✓	✗	✓	✗	✓
Stricker	\dot{m}_{corr}	✗	✓	✗	✓	✓	✓
	Π_{t-t}	✗	✗	✗	✓	✓	✗
	η_{is}	✗	✓	✗	✓	✓	✓
Poli.	\dot{m}_{corr}	✓	✓	✗	✓	✗	✗
	Π_{t-t}	✓	✓	✗	✓	✗	✓
	η_{is}	✓	✓	✗	✓	✗	✓

Fonte – Autor.

Na Tabela 29 estão apresentadas as grandezas que precisam ser aquisitadas para se realizar a entrada de dados das equações de cada modelagem abordada neste trabalho.

Uma vez que a Modelagem Termodinâmica necessita da determinação do estado termodinâmico a montante e a jusante do compressor, faz-se necessário determinar as temperaturas e as pressões de estagnação nos dois pontos do sistema. Como consequência, T e p em ambos os pontos e \dot{m} no compressor necessitam ser aquisitados. Por outro lado, esta modelagem se destaca por dispensar a aquisição da rotação do TC.

Ambas as Modelagens J&K e Polinomial, no entanto, empregam \dot{m}_{corr} e N para estimar Π_{t-t} e η_{is} . Assim, apenas as condições termodinâmicas a montante do compressor precisam ser determinadas. Portanto, além de N , apenas \dot{m} , T_1 e p_1 necessitam ser aquisitados.

Por fim, a Modelagem Stricker emprega Π , N e as condições na entrada do compressor para estimar \dot{m}_{corr} e η_{is} . Como resultado, esta modelagem foi a que menos requereu aquisição das condições de operação do TC, necessitando T_1 , p_1 , p_2 e N .

4.2.3 Considerações finais

A Modelagem Termodinâmica é a estratégia que necessitou a maior instrumentação. Apesar de não necessitar a aquisição da rotação do compressor, N , esta modelagem demandou a medição de T e p a montante e a jusante e \dot{m} no compressor. Por outro lado, a Modelagem Stricker dispensou a aquisição de \dot{m} e de T_1 . Ainda, por se tratar de uma modelagem pensada no uso de valores estáticos, os modelos propostos por Stricker *et al.* (2014) permitem a determinação de Π através do uso de sensores de pressão atmosférica ou mesmo considerando a pressão atmosférica constante, reduzindo o número de sensores a três no último caso. As Modelagens J&K e Polinomial necessitaram da mesma instrumentação para determinar o desempenho do compressor. Em ambas as estratégias, dispensou-se a instrumentação a jusante do compressor e o desempenho foi estimado a partir da aquisição de N , \dot{m} , T_1 e p_1 .

Uma vez que todas as estratégias apresentaram um tempo médio consideravelmente inferior a 1,0ms, todas as modelagens foram consideradas aptas ao emprego em um observador de TC. No entanto, ressalta-se que a Modelagem Termodinâmica requer aproximadamente o dobro do tempo necessário aos demais modelos para calcular o desempenho de cada ponto de operação. Isto pode inviabilizar o seu uso em aplicações com baixos recursos computacionais.

Oteve-se êxito no ajuste e na validação de todas as estratégias de modelagem do desempenho do compressor. A Modelagem Termodinâmica apresentou as menores incertezas no ajuste dentre as abordagens analisadas, resultando nos menores intervalos de previsão: $[-0,09\%, 0,03\%]$ para \dot{m}_{corr} , $[-0,07\%, 0,01\%]$ para Π_{t-t} e $[-0,21\%, 0,07\%]$ para η_{is} . Em seguida, as Modelagens J&K e Polinomial apresentaram intervalos de previsão próximos, sendo respectivamente $[-1,11\%, 0,89\%]$ e $[-3,07\%, 3,09\%]$ para Π_{t-t} e $[-4,06\%, 4,14\%]$ e $[-4,48\%, 4,54\%]$ para η_{is} . Por fim, a Modelagem Stricker as maiores incertezas no ajuste, resultando em intervalos de previsão de $[-32,79\%, 35,57\%]$ para \dot{m}_{corr} e $[-35,40\%, 41,36\%]$ para η_{is} .

A Modelagem Termodinâmica também apresentou a melhor reprodução dos pontos de operação no ajuste e na validação, sobrepondo a maioria dos pontos experimentalmente adquiridos. Apesar de não empregar uma instrumentação tão abrangente, a Modelagem J&K e a Modelagem Polinomial foram capazes de reproduzir Π_{t-t} e η_{is} no interior da região de operação mapeada e Π_{t-t} a 45kRPM dentro do intervalo de previsão calculado no ajuste dos modelos. No entanto, observaram-se dificuldades destas modelagens em reproduzir η_{is} , resultando no aumento de \overline{ER} e σ_{ER} . Por fim, a Modelagem Stricker foi aquela que apresentou as maiores incertezas na validação, sobretudo pelos valores altos de σ_{ER} . No entanto, ressalta-se que esta estratégia foi a única que apresentou σ_{ER} da validação inferiores àqueles observados no ajuste.

Diante do apresentado, selecionou-se a estratégia de modelagem J&K para o desenvolvimento do observador de TCs por representar o melhor compromisso entre incerteza, instrumentação e eficiência computacional em relação ao tempo. Esta escolha se fundamenta no fato de ser a modelagem que melhor reproduziu as curvas de desempenho no ajuste e melhor previu o desempenho em ambas as validações consideradas quando comparada às modelagens Stricker e Polinomial. Ainda, apesar desta modelagem não ser tão eficiente em relação ao tempo quanto as Modelagens Stricker e Polinomial, o tempo médio por ponto está próximo destas sendo ainda quase a metade do tempo médio necessário para o cálculo do desempenho a partir da Modelagem termodinâmica.

4.3 Supervisor

4.3.1 Implementação do observador de TC

A Modelagem J&K, composta pelas Equações 30 a 33 e Equações 51 a 54, e a equação para determinação da vazão mássica da Modelagem Termodinâmica, Equação 12, foram implementadas no programa do controlador da bancada de ensaio a quente de TCs do LabTURBO através do recurso LabVIEW MathScript. O código do observador de compressores proposto está apresentado no Apêndice B.

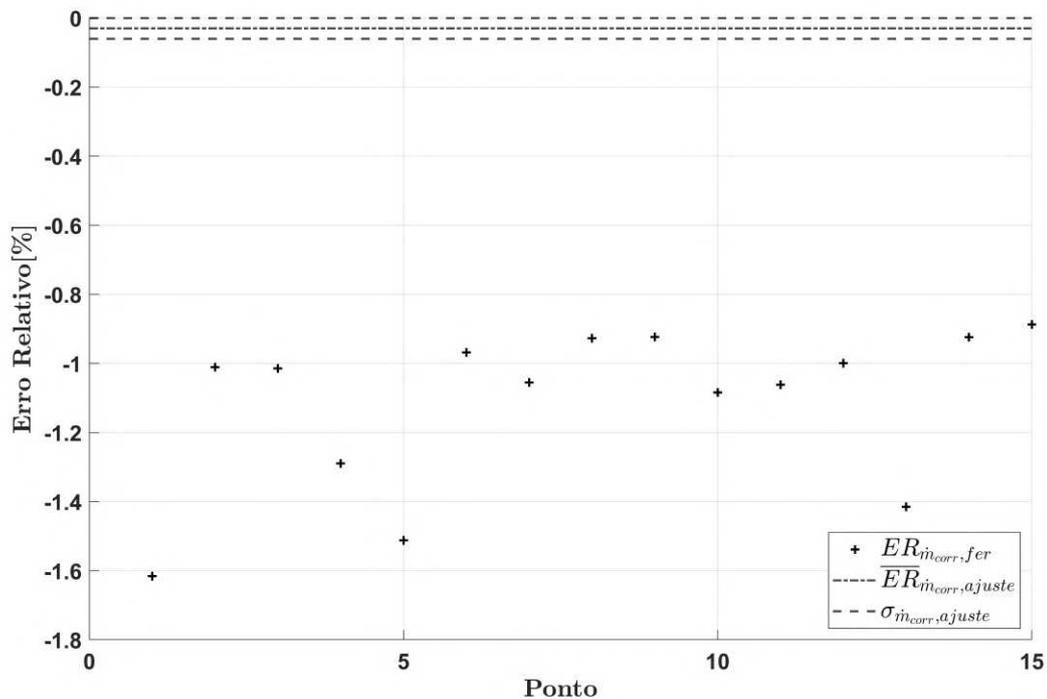
O controlador da bancada apresentou bom desempenho durante a realização do ensaio de validação do observador. A interface gráfica apresentou o desempenho do compressor nos mapas de \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t} e Π_{t-t} versus η_{is} com taxas de atualização equivalentes aos demais indicadores presentes na interface do controlador.

4.3.2 Validação

Para a validação do observador, a operação em conjunto com um MCI foi simulada através de um conjunto de 15 pontos de operação. Na Figura 68 estão apresentados os erros relativos entre $\dot{m}_{corr,est}$ e \dot{m}_{corr} , $ER_{\dot{m}_{corr,fer}}$, em conjunto com as incertezas encontradas no ajuste do modelo matemático. Percebe-se que o observador subestimou sistematicamente $\dot{m}_{corr,est}$. Esse erro sistemático é representado pelo $\overline{ER}_{\dot{m}_{corr,valid}}$ de $-1,11\%$, maior que o $\overline{ER}_{\dot{m}_{corr}}$ observado no ajuste do modelo termodinâmico para $\dot{m}_{corr,est}$. Tal erro sistemático observado no

ajuste pode ser atribuído às variáveis consideradas no cálculo de \dot{m}_{corr} . Enquanto o observador proposto considera uma medição de temperatura e uma medição de pressão estática, o ajuste empregou os valores de pressão e temperatura disponíveis no mapa tabelado do compressor, que são determinados a partir de médias de dois sensores para cada variável.

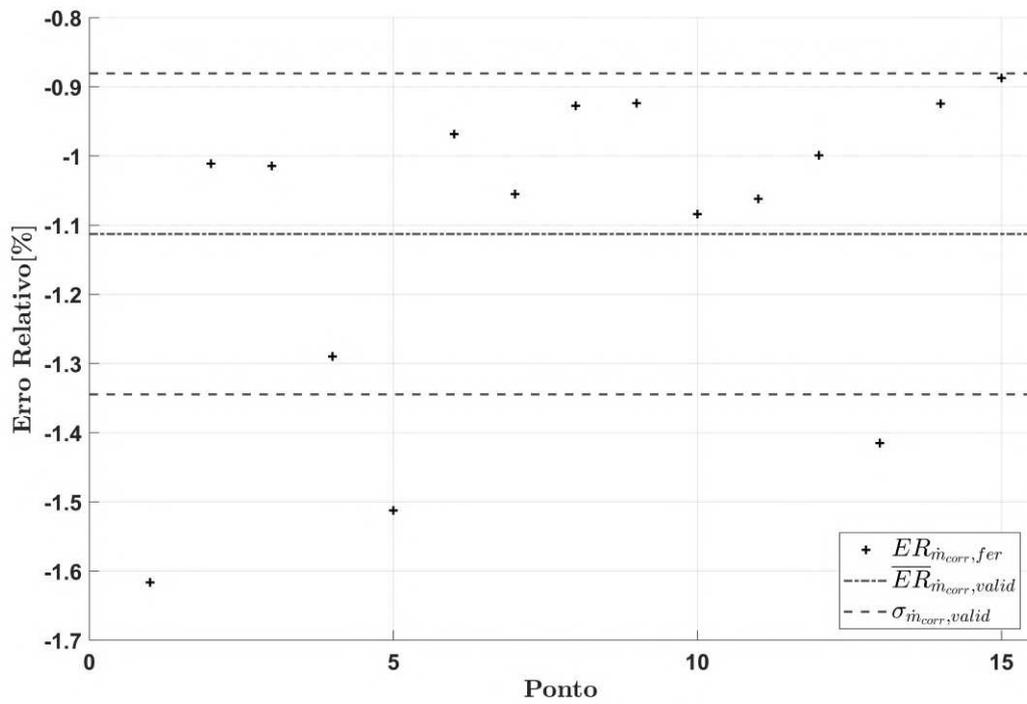
Figura 68 – Comparação entre os erros relativos observados na previsão de \dot{m}_{corr} durante a validação do observador e a incerteza observada no ajuste do modelo matemático.



Fonte – Autor.

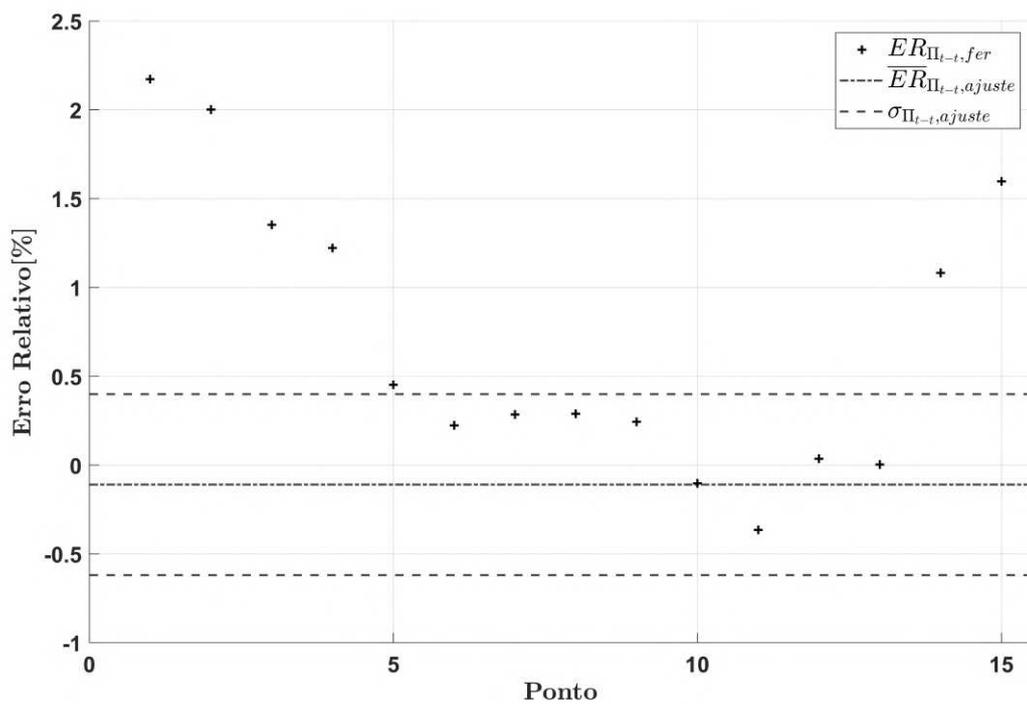
Ainda, percebe-se que o observador registrou uma dispersão maior que aquela apreciada no ajuste dos modelos matemáticos, resultando em um $\sigma_{\dot{m}_{corr},fer}$ de 0,23%. No entanto, este valor de $\sigma_{\dot{m}_{corr},fer}$ está dentro da margem de incerteza propagada na medição de \dot{m}_{corr} da bancada de ensaio a quente de TC, $\pm 0,8\%$. Na Figura 69 estão apresentados $ER_{\dot{m}_{corr},fer}$ e a incerteza resultante na validação do observador. Percebe-se que os $ER_{\dot{m}_{corr},fer}$ se encontram relativamente próximos do $\overline{ER}_{\dot{m}_{corr},valid}$. Por fim, o maior valor absoluto observado para $ER_{\dot{m}_{corr},fer}$ foi de 1,62%, 0,51% descontando o erro sistemático, representando uma baixa subestimativa da vazão mássica.

Figura 69 – Incertezas observadas na validação do observador para a determinação de \dot{m}_{corr} .



Fonte – Autor.

Figura 70 – Comparação entre os erros relativos observados na previsão de Π_{t-t} durante a validação do observador e a incerteza observada no ajuste do modelo matemático.

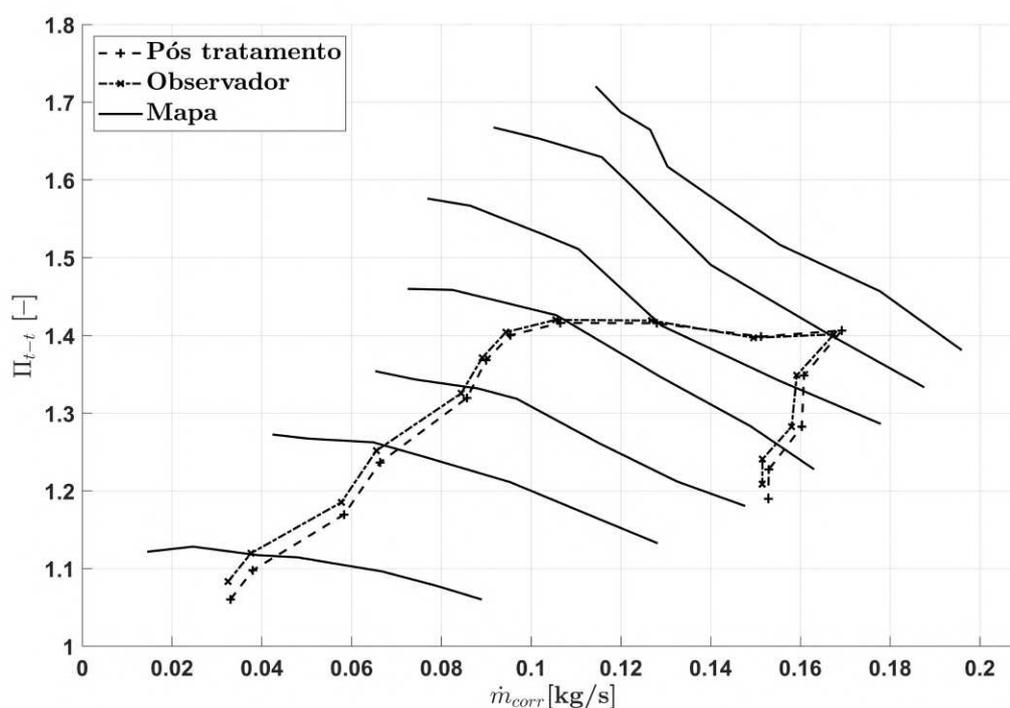


Fonte – Autor.

Na Figura 70 estão apresentados os erros relativos entre $\Pi_{t-t,est}$ e Π_{t-t} , $ER_{\Pi_{t-t,fer}}$, em conjunto com as incertezas encontradas no ajuste do modelo matemático. Percebe-se que o observador foi capaz de estimar $\Pi_{t-t,est}$ com uma incerteza próxima àquela observada no ajuste do modelo matemático, apresentando $\overline{ER}_{\Pi_{t-t,valid}}$ de 0,70%, $\sigma_{\Pi_{t-t,fer}}$ de 0,80% e $ER_{\Pi_{t-t,fer}}$ máximo de 2,17%. Observa-se que a ferramenta proposta apresentou tendência à sobre-estimativa de $\Pi_{t-t,est}$, em específica em rotações mais baixas. Ainda, salienta-se que o observador apresentou $\sigma_{\Pi_{t-t,fer}}$ dentro da margem de incerteza propagada na medição de Π_{t-t} da bancada de ensaio a quente de TC, $\pm 2,3\%$.

Na Figura 71 está apresentada a comparação entre o desempenho previsto pelo observador e o experimental calculado em rotina de pós tratamento de dados sobreposta no mapa de \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t} do compressor. Constatase que o observador foi capaz de reproduzir bem a trajetória do compressor no mapa \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t} e que a incerteza observada na determinação de $\dot{m}_{corr,est}$ e $\Pi_{t-t,est}$ não distanciou exacerbadamente a linha de operação estimada da experimental. Ainda, a subestimativa de $\dot{m}_{corr,est}$ e sobre-estimativa de $\Pi_{t-t,est}$ aproximou a linha de operação da região de *surge* nas proximidades desta região.

Figura 71 – Comparação entre o desempenho previsto pelo observador e o calculado no pós tratamento de dados sobreposta no mapa de \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t} do compressor.



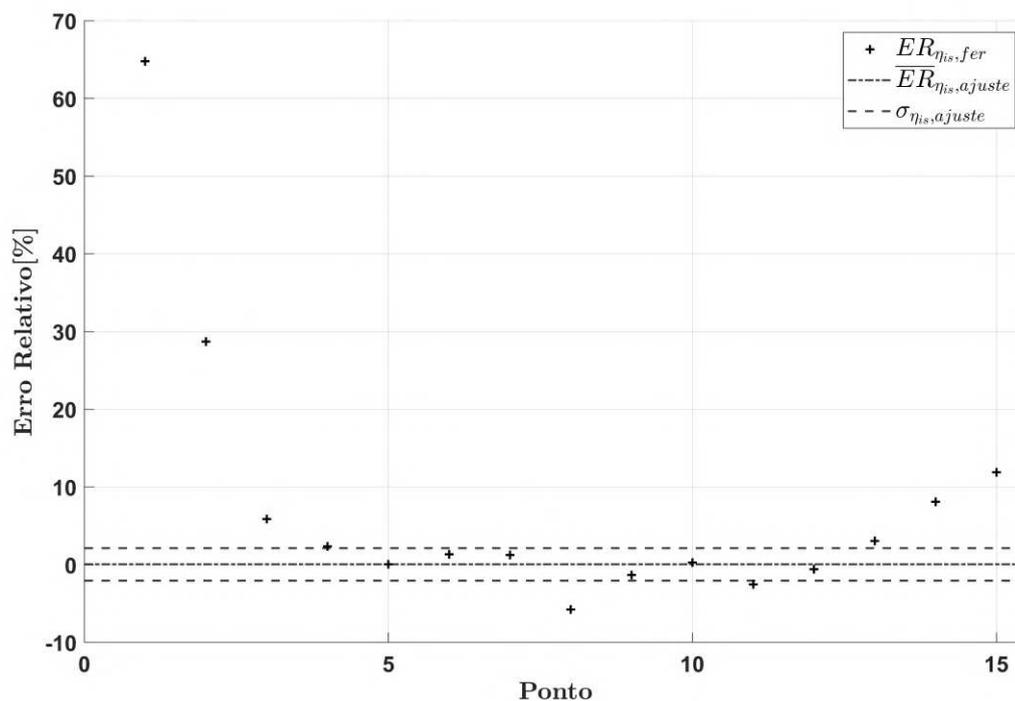
Fonte – Autor.

Este resultado é conveniente uma vez que aumenta a confiabilidade de que a condição de operação do compressor não está demasiadamente próxima do *surge*. Por outro lado, este deslocamento da linha de operação também foi observado perto da região de entupimento do compressor. Porém, apesar do observador estimar um afastamento do ponto de operação maior

que o afastamento real, esta região não representa uma ameaça tão grave à saúde do conjunto TC-MCI quanto a operação na região de *surge*. Por fim, constata-se baixa incerteza do observador no trecho com maiores $\Pi_{t-t,est}$, que representam a região com maior demanda de potência do MCI.

Na Figura 72 estão apresentados os erros relativos entre $\eta_{is,est}$ e η_{is} , $ER_{\eta_{is,fer}}$, em conjunto com as incertezas encontradas no ajuste do modelo matemático. Nota-se que o observador apresentou $ER_{\eta_{is,fer}}$ elevados na previsão de $\eta_{is,est}$ para os pontos de menores \dot{m}_{corr} e Π_{t-t} , próximos à região de *surge* em baixa rotação do TC, e nos pontos de maiores \dot{m}_{corr} e menores Π_{t-t} , próximos ao entupimento do compressor. Tais pontos se encontram na fronteira da região mapeada do TC, ou seja, no limite do campo amostral empregado no ajuste dos modelos. Apesar de condizente com o comportamento da incerteza propagada na medição de η_{is} da bancada de ensaio a quente de TCs, de $\pm 8,3\%$ em baixas rotações e próximo ao *surge* e $\pm 2,5\%$ nos demais pontos, os valores elevados de $ER_{\eta_{is,fer}}$ impactaram no $\overline{ER}_{\eta_{is,fer}}$ e no $\sigma_{\eta_{is,fer}}$ do observador, 6.83% e 17,73% respectivamente.

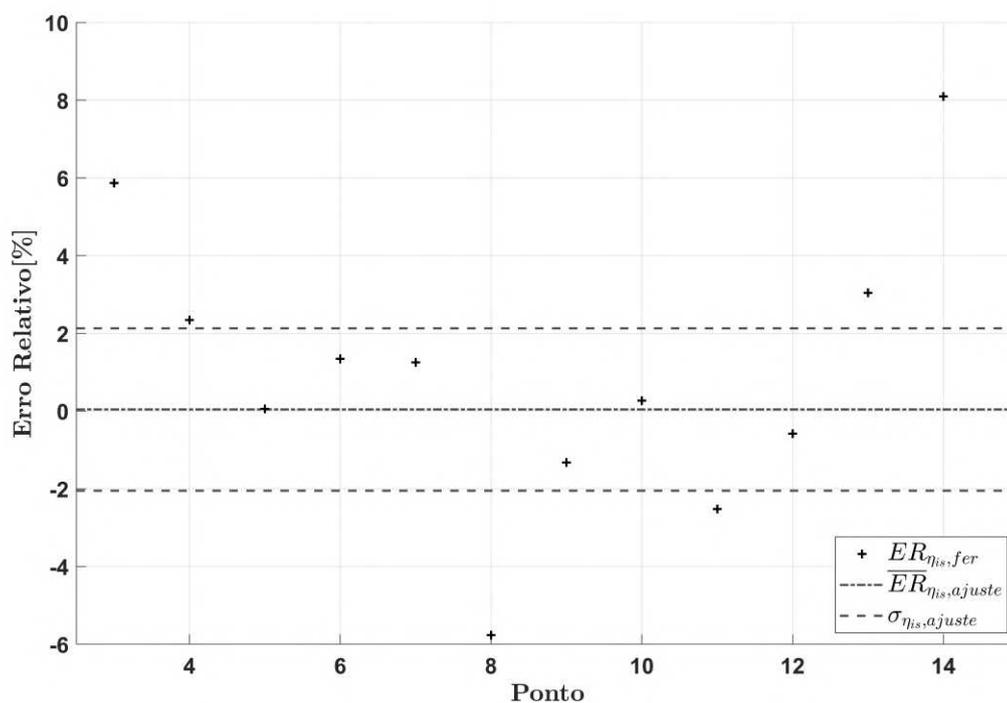
Figura 72 – Comparação entre os erros relativos observados na previsão de η_{is} durante a validação do observador e a incerteza observada no ajuste do modelo matemático.



Fonte – Autor.

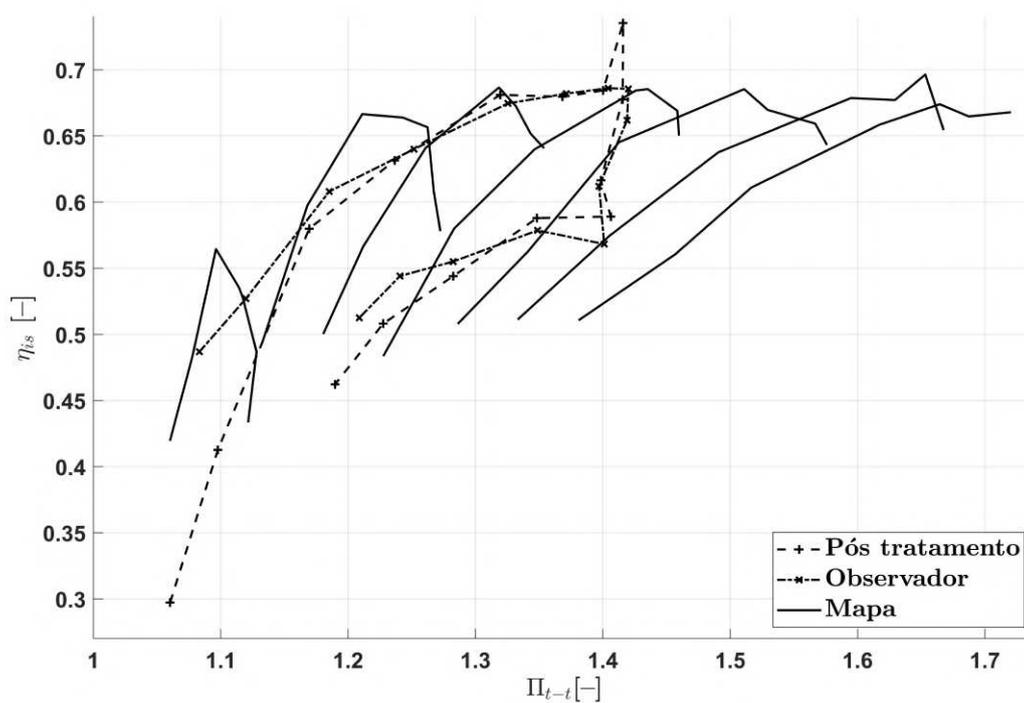
Na Figura 73 estão apresentados os erros relativos entre $\eta_{is,est}$ e η_{is} , $ER_{\eta_{is,fer}}$, desta vez com enfoque na faixa próxima às incertezas encontradas no ajuste do modelo matemático. Observa-se nesta figura que o modelo foi capaz de prever $\eta_{is,est}$ com uma incerteza condizente àquela apresentada na validação do modelo matemático nos demais pontos de operação adquiridos durante a validação do observador.

Figura 73 – Comparação entre os erros relativos observados na previsão de η_{is} durante a validação do observador e a incerteza observada no ajuste do modelo matemático com enfoque nas proximidades da incerteza observada no ajuste.



Fonte – Autor.

Figura 74 – Comparação entre o desempenho previsto pelo observador e o calculado no pós tratamento de dados sobrepostos no mapa de Π_{t-t} versus η_{is} do compressor.



Fonte – Autor.

Na Figura 74 está apresentada a comparação entre o desempenho previsto pelo observador e o experimental calculado em rotina de pós tratamento de dados sobreposta no mapa de Π_{t-t} versus η_{is} do compressor. Nota-se um exacerbado distanciamento entre o ponto previsto pela ferramenta e o experimental calculado pelo algoritmo de pós tratamento de dados para os dois pontos de operação com menores razões de compressão. Ademais, o modelo foi capaz de reproduzir a trajetória operacional do compressor com uma incerteza razoável.

Ainda que o modelo de previsão de $\eta_{is,est}$ tenha apresentado incertezas maiores que o modelo de previsão de $\Pi_{t-t,est}$, salienta-se que este modelo cumpre bem o papel de estimar $\eta_{is,est}$ durante o ensaio de *matching* entre MCI e TC. Diferente do mapa de \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t} , o mapa de Π_{t-t} versus η_{is} não delimita a região de operação estável do compressor. Por outro lado, esta maior incerteza pode ser prejudicial para aplicação em controle de MCI.

4.3.3 Considerações finais

Construiu-se um observador através da implementação da Modelagem J&K em conjunto com a equação para determinação da vazão mássica da Modelagem Termodinâmica em um instrumento virtual como uma sub-rotina do programa controlador da bancada de ensaio a quente de TCs. O observador aproveitou uma medição de temperatura e uma medição de pressão a montante do compressor e as medições de rotação do TC e de vazão pelo compressor da bancada de ensaio a quente de TCs para a determinação do desempenho do compressor. Tal desempenho foi apresentado ao operador durante o ensaio através dos mapas de \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t} e Π_{t-t} versus η_{is} e, nos pontos de interesse, salvos no relatório de experimento.

Simulou-se uma curva de operação de um MCI na bancada de ensaio a quente de TCs para a validação do observador proposto. Os resultados da previsão do desempenho de 15 pontos de operação registrados no relatório foram comparados ao desempenho calculado em pós tratamento. O observador apresentou maiores valores de incerteza absoluta na previsão de $\dot{m}_{corr,est}$, $\Pi_{t-t,est}$ e $\eta_{is,est}$ que o apresentado no ajuste e na validação dos modelos matemáticos. Atribui-se tal aumento na incerteza observada à aquisição da temperatura e pressão adotados no observador. Enquanto este emprega a leitura de um transmissor para cada grandeza, o mapa termodinâmico é levantado através da média de dois transmissores.

O observador apresentou uma pequena subestimativa de $\dot{m}_{corr,est}$ e uma sobre-estimativa de $\Pi_{t-t,est}$. Em conjunto, estes erros sistemáticos deslocaram a curva de operação para mais próximo da linha de *surge* do compressor. No entanto, este deslocamento representa um aumento no fator de segurança no *matching* MCI-TC, uma vez que a curva real se encontra mais afastada da região de *surge* do que é apresentado ao operador do experimento. Não obstante, ressalta-se as incertezas apresentadas pelo observador são baixas, estando próximas às incertezas de medição da bancada de ensaio a quente de turbocompressores.

Por outro lado, o observador apresentou elevados valores de $ER_{\eta_{is,fer}}$ nos dois pontos de operação de menores \dot{m}_{corr} e Π_{t-t} , próximos à região de *surge* em baixa rotação do TC, e nos pontos de maiores \dot{m}_{corr} e menores Π_{t-t} , próximos ao entupimento do compressor, ambas

regiões na fronteira da região mapeada. No entanto, considera-se que a incerteza apresentada pelo observador na previsão de $\eta_{is,est}$ foi condizente com o apresentado no ajuste e na validação do modelo matemático. De tal modo, considera-se que o observador cumpre bem o papel de estimar $\eta_{is,est}$ durante o ensaio *matching* MCI-TC. Ressalta-se que o maior interesse no emprego do observador proposto é de assegurar a operação do MCI dentro da região de operação segura do TC, papel cumprido pelo mapa \dot{m}_{corr} versus Π_{t-t} .

5 CONCLUSÕES

Um observador de TCs apto a determinar o estado termodinâmico do compressor durante ensaio de MCI em bancada dinamométrica foi proposto neste trabalho, detalhando o equacionamento empregado, o ajuste necessário e a instrumentação adotada. De tal forma, todos os objetivos gerais e específicos deste trabalho foram alcançados.

Diversas abordagens estão presentes na bibliografia, não havendo uma modelagem padrão que atenda a todas as necessidades da modelagem orientada ao controle. Esta pluralidade atribui-se à grande abrangência do uso desta modelagem, apresentando valores de incerteza requisitada e recursos distintos de cada aplicação. Os observadores de TCs precisam ser construídos com baixo custo computacional de tempo e com instrumentação concisa para determinar o estado termodinâmico de TCs durante a realização de ensaios. Estes requerimentos implicam em simplificações no equacionamento matemático adotado que, por sua vez, impõem a realização do ajuste e validação dos modelos com o uso de dados experimentais para que seja possível atingir a previsão do desempenho com a incerteza necessária. Observa-se o emprego de modelos de valores médios e análise de adimensionais em conjunto com modelos polinomiais e o uso direto de análise de regressão na modelagem orientada ao controle para emprego direto em observadores e controladores.

Realizou-se um estudo para avaliar qual a melhor estratégia de modelagem para a previsão do desempenho do compressor. Para tal, quatro estratégias dentre aquelas encontradas na literatura foram ajustadas e validadas. Para selecionar a estratégia a ser empregada no observador, as incertezas apresentadas, o tempo de cálculo e a instrumentação necessária em cada modelagem foram comparadas. Tendo em vista o objetivo do observador, auxiliar a realização dos ensaios de *matching* MCI-TC, selecionou-se a estratégia de modelagem J&K em conjunto com a Equação 12 para o desenvolvimento do observador de TCs. Esta escolha se justificou devido a esta ser a modelagem que apresentou o melhor compromisso entre a reprodução das curvas de desempenho no ajuste e previsão do desempenho na validação, com o tempo médio de cálculo por ponto e quantidade de instrumentação necessária.

A rotina do observador foi implementada em conjunto do controlador da bancada de ensaio a quente de TCs do LabTURBO para facilitar a validação. Observou-se um pequeno aumento na incerteza para a previsão de $\Pi_{t-t,est}$ e de $\dot{m}_{corr,est}$. No entanto, esta incerteza observada se encontra dentro da incerteza de medição da bancada de ensaio a quente de turbocompressores. Ainda, o aumento das incertezas sistemáticas teve como efeito o aumento do fator de segurança do *matching* MCI-TC ao deslocar a linha de operação prevista para próximo da região de surge. Por outro lado, observou-se maior dispersão do $ER_{\eta_{is,fer}}$ na fronteira da região de operação do compressor mapeada. Ainda assim, o observador previu $\eta_{is,est}$ com baixos níveis de incerteza ao longo da curva de operação simulada, cumprindo o papel de estimar $\eta_{is,est}$ durante o ensaio de *matching* entre MCI-TC.

6 TRABALHOS FUTUROS

Este trabalho representa mais um passo do CTM-UFMG na pesquisa e desenvolvimento de MCIs mais energeticamente eficientes através da melhor compreensão do estado de operação do conjunto MCI-TC. Neste contexto, sugere-se como temas para trabalhos futuros:

- Implementar a rotina do observador em programa autônomo e validar a sua capacidade de determinar o estado termodinâmico de compressores operando em conjunto com MCIs em bancada dinamométrica.
- Avaliar a incerteza do observador em determinar o estado de operação do compressor operando sob escoamento pulsativo.
- Implementar no observador uma rotina para determinar o estado termodinâmico de turbinas de TCs, levando em consideração o emprego de *wastegate* ou aletas direcionadoras.
- Desenvolver uma metodologia para determinar próximo do tempo real o estado termodinâmico de sistemas com sobrealimentação sequencial ou com mais de um estágio de compressão.
- Implementar a rotina do observador proposto na unidade de controle do motor para controle ativo da condição de operação TCs.

REFERÊNCIAS

- ALAGUMALAI, A. Internal combustion engines: Progress and prospects. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 38, p. 561–571, oct 2014. ISSN 13640321.
- BAÊTA, J. G. C.; PONTOPPIDAN, M.; SILVA, T. R. Exploring the limits of a down-sized ethanol direct injection spark ignited engine in different configurations in order to replace high-displacement gasoline engines. *Energy Conversion and Management*, v. 105, p. 858–871, 2015. ISSN 01968904.
- BAETA, J. G. C. *et al.* Exploring the performance limits of a stratified torch ignition engine using numerical simulation and detailed experimental approaches. *Energy Conversion and Management*, v. 126, p. 1093–1105, oct 2016. ISSN 01968904.
- BAÊTA, J. G. C. *et al.* Full spark authority in a highly boosted ethanol DISI prototype engine. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, v. 139, n. April 2018, p. 35–46, jul 2018. ISSN 13594311.
- BAHIUDDIN, I. *et al.* A new control-oriented transient model of variable geometry turbocharger. *Energy*, Elsevier Ltd, v. 125, p. 297–312, 2017. ISSN 03605442.
- CAVINA, N. *et al.* Turbocharger Control-Oriented Modeling: Twin-Entry Turbine Issues and Possible Solutions. *SAE International Journal of Engines*, v. 8, n. 5, p. 2015–24–2427, 2015. ISSN 1946-3944.
- CHIONG, M. S. *et al.* Unsteady Performance Prediction of a Single Entry Mixed Flow Turbine Using 1-D Gas Dynamic Code Extended With Meanline Model. In: *Volume 5: Manufacturing Materials and Metallurgy; Marine; Microturbines and Small Turbomachinery; Supercritical CO2 Power Cycles*. [S.l.]: ASME, 2012. v. 5, p. 781. ISBN 978-0-7918-4471-7.
- De Bellis, V.; BONTEMPO, R. Development and validation of a 1D model for turbocharger compressors under deep-surge operation. *Energy*, Elsevier Ltd, v. 142, p. 507–517, jan 2018. ISSN 03605442.
- DINESCU, D. C.; TAZEROUT, M. Mean value modeling of a Variable Nozzle Turbocharger (VNT). *UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering*, v. 72, n. 1, p. 109–116, 2010. ISSN 14542358.
- FLÄRDH, O.; MÅRTENSSON, J. Analysis of a Quasi-Steady Extension to the Turbine Model in Mean Value Engine Models. In: *SAE Technical Paper*. [S.l.: s.n.], 2010. ISBN 0148-7191.
- GALINDO, J. *et al.* A New Model for Matching Advanced Boosting Systems to Automotive Diesel Engines. *SAE International Journal of Engines*, v. 7, n. 1, p. 2014–01–1078, 2014. ISSN 1946-3944.
- GALINDO, J. *et al.* Compressor Efficiency Extrapolation for 0D-1D Engine Simulations. In: *SAE Technical Papers*. [S.l.: s.n.], 2016. v. 2016-April. ISSN 01487191.
- GU, Y.-k.; YANG, Z.-Y. Ts-neural-network-based maintenance decision model for diesel engine. In: LIU, D. *et al.* (Ed.). *Advances in Neural Networks – ISNN 2007*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2007. p. 553–561. ISBN 978-3-540-72383-7.
- HEYWOOD, J. B. *Internal combustion engine fundamentals*. [S.l.]: McGraw-Hill, 2018. ISBN 978-1-26-011611-3.

- HUANG, G.-B.; SARATCHANDRAN, P.; SUNDARARAJAN, N. A Generalized Growing and Pruning RBF (GGAP-RBF) Neural Network for Function Approximation. *IEEE Transactions on Neural Networks*, v. 16, n. 1, p. 57–67, jan 2005.
- JENSEN, J.-P. *et al.* Mean Value Modeling of a Small Turbocharged Diesel Engine. In: . [S.l.: s.n.], 1991. ISBN 9783937655239. ISSN 00976156.
- KHATRI, D.; KUMAR, B. Feasibility Study Of Neural Network Approach In Engine Management System In S.I. Engine. In: *SAE Technical Paper Series*. [S.l.: s.n.], 2000. v. 1.
- LI, R. *et al.* Calibration and validation of a mean value model for turbocharged diesel engine. *Advances in Mechanical Engineering*, v. 2013, p. 579503–579503, 2013. ISSN 16878132.
- LI, X.; PALAZZOLO, A.; WANG, Z. Rotating Machinery Monitoring and Fault Diagnosis With Neural Network Enhanced Fuzzy Logic Expert System. In: *Volume 6: Ceramics; Controls, Diagnostics and Instrumentation; Education; Manufacturing Materials and Metallurgy*. [S.l.]: ASME, 2016.
- LINDSKOG, P.; LJUNG, L. Tools for Semi-Physical Modeling. *IFAC Proceedings Volumes*, v. 27, n. 8, p. 1199–1204, jul 1994. ISSN 14746670.
- MA, J.; YANG, Y. Research on Elman neural network control of the engine. *Proceedings - ISECS International Colloquium on Computing, Communication, Control, and Management, CCCM 2008*, IEEE, v. 2, n. 127, p. 146–149, 2008.
- MORAAL, P.; KOLMANOVSKY, I. Turbocharger Modeling for Automotive Control Applications. In: . [S.l.: s.n.], 1999.
- MORO, D. *et al.* Non-Intrusive Methodology for Estimation of Speed Fluctuations in Automotive Turbochargers under Unsteady Flow Conditions. *SAE International Journal of Engines*, v. 7, n. 3, p. 1414–1421, 2014. ISSN 1946-3944.
- MÜLLER, R.; HEMBERGER, H. H.; BAIER, K. Engine Control using Neural Networks: A New Method in Engine Management Systems. *Meccanica*, v. 32, n. 5, p. 423–430, 1997. ISSN 00256455.
- NELSON, S. A.; FILIPI, Z. S.; ASSANIS, D. N. The Use of Neural Nets for Matching Fixed or Variable Geometry Compressors With Diesel Engines. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, American Society of Mechanical Engineers, v. 125, n. 2, p. 572, apr 2003.
- NIKZADFAR, K.; SHAMEKHI, A. H. An extended mean value model (EMVM) for control-oriented modeling of diesel engines transient performance and emissions. *Fuel*, Elsevier Ltd, v. 154, p. 275–292, 2015.
- OUSSAR, Y.; DREYFUS, G. How to be a gray box: Dynamic semi-physical modeling. *Neural Networks*, v. 14, n. 9, p. 1161–1172, 2001. ISSN 08936080.
- PARK, Y. *et al.* Model-based feedforward control of the VGT in a diesel engine based on empirical models of compressor and turbine efficiencies. *International Journal of Automotive Technology*, v. 16, n. 4, p. 561–570, aug 2015. ISSN 1229-9138.
- PRITCHARD, P. J.; MITCHELL, J. W. *Fox and McDonald's Introduction to Fluid Mechanics, Binder Ready Version*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2016.

RAHBAR, K.; MAHMOUD, S.; AL-DADAH, R. K. Mean-line modeling and CFD analysis of a miniature radial turbine for distributed power generation systems. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, v. 11, n. 2, p. 157–168, may 2016. ISSN 1748-1317.

RODRÍGUEZ, O. R. S. *Metodologias de Caracterização de Falhas no Compressor Centrífugo de Turbocompressores Automotivos*. Tese (thesis) — UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS, 2019.

ROMAGNOLI, A. *et al.* A review of heat transfer in turbochargers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Elsevier Ltd, v. 79, n. January 2016, p. 1442–1460, 2017. ISSN 18790690.

SAKELLARIDIS, N.; HOUNTALAS, D. Meanline Modeling of Radial Turbine Performance for Turbocharger Simulation and Diagnostic Applications. *SAE Technical Paper Series*, v. 1, 2013.

SAKELLARIDIS, N. F. *et al.* Development and validation of a new turbocharger simulation methodology for marine two stroke diesel engine modelling and diagnostic applications. *Energy*, 2015. ISSN 03605442.

SALEHI, R. *et al.* Control oriented modeling of a radial turbine for a turbocharged gasoline engine. In: *2013 American Control Conference*. [S.l.]: IEEE, 2013. p. 5207–5212. ISBN 978-1-4799-0178-4. ISSN 2378-5861.

SALEHI, R. *et al.* Nonlinear observer design for turbocharger in a SI engine. In: *2013 American Control Conference*. [S.l.]: IEEE, 2013. p. 5231–5236. ISBN 978-1-4799-0178-4. ISSN 07431619.

SALEHI, R.; VOSSOUGH, G.; ALASTY, A. Modeling and Estimation of Unmeasured Variables in a Wastegate Operated Turbocharger. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, v. 136, n. 5, p. 052601, 2014. ISSN 0742-4795.

SCHORN, N. A. The Radial Turbine for Small Turbocharger Applications: Evolution and Analytical Methods for Twin-Entry Turbine Turbochargers. *SAE International Journal of Engines*, v. 7, n. 3, p. 2014–01–1647, apr 2014. ISSN 1946-3944.

SERRANO, J. Imagining the Future of the Internal Combustion Engine for Ground Transport in the Current Context. *Applied Sciences*, v. 7, n. 10, p. 1001, sep 2017. ISSN 2076-3417.

SERRANO, J. R. *et al.* Experimental procedure for the characterization of turbocharger's waste-gate discharge coefficient. *Advances in Mechanical Engineering*, v. 9, n. 10, p. 1–9, 2017. ISSN 16878140.

SHARMA, R.; NEŠIĆ, D.; MANZIE, C. Model reduction of turbocharged (TC) spark ignition (SI) engines. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, v. 19, n. 2, p. 297–310, 2011. ISSN 10636536.

SHI-LI, W.; ZHEN-MIN, T.; YONG, L. Application of RBF neural network based on AP clustering in engine fault diagnosis. In: *2015 IEEE International Conference on Cyber Technology in Automation, Control, and Intelligent Systems (CYBER)*. [S.l.]: IEEE, 2015. p. 472–475. ISBN 978-1-4799-8728-3.

SJÖBERG, J. *et al.* Nonlinear black-box modeling in system identification: a unified overview. *Automatica*, v. 31, n. 12, p. 1691–1724, dec 1995. ISSN 00051098.

- SORRENTINO, M.; RIZZO, G.; VASCA, F. An Energetic Comparison for Hybrid Vehicles Ranging from Low to High Degree of Hybridization. In: *SAE Technical Paper Series*. [S.l.: s.n.], 2011. v. 1.
- STRICKER, K. *et al.* Turbocharger Map Reduction for Control-Oriented Modeling. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, v. 136, n. 4, p. 041008, 2014. ISSN 0022-0434.
- TANCREZ, M. *et al.* Turbine adapted maps for turbocharger engine matching. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Elsevier Inc., v. 35, n. 1, p. 146–153, jan 2011. ISSN 08941777.
- TEIXEIRA, J. A. G. S. *et al.* Turbocharger Performance Prediction: A Review of Map Modelling. In: *SAE Technical Paper*. [S.l.]: SAE International, 2020.
- VENSON, G. G. *Desenvolvimento de um banco de ensaios e da metodologia experimental para o levantamento das características operacionais de turbocompressores utilizando gás quente*. Dissertação (thesis) — UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS, 2007.
- WANG, Y. *et al.* Power management system for a fuel cell/battery hybrid vehicle incorporating fuel cell and battery degradation. *International Journal of Hydrogen Energy*, Elsevier Ltd, v. 44, n. 16, p. 8479–8492, mar 2019. ISSN 03603199.
- WATSON, N.; JANOTA, M. S. *Turbocharging the Internal Combustion Engine*. [S.l.]: Macmillan Education UK, 2015. ISBN 9781349040247.
- WONG, J. *et al.* A parallel energy-sharing control for fuel cell-battery-ultracapacitor hybrid vehicle. In: *2011 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition*. [S.l.]: IEEE, 2011. p. 2923–2929. ISBN 978-1-4577-0542-7.
- WU, J. D.; LIU, C. H. Investigation of engine fault diagnosis using discrete wavelet transform and neural network. *Expert Systems with Applications*, v. 35, n. 3, p. 1200–1213, 2008.
- ZENG, T. *et al.* Physics-based turbine power models for a Variable Geometry Turbocharger. *Proceedings of the American Control Conference*, v. 2016-July, p. 5099–5104, 2016. ISSN 07431619.
- ZHANG, F. *et al.* Research on control-oriented modeling for turbocharged SI and di gasoline engines. *Journal of Chemistry*, v. 2015, p. 1–11, 2015. ISSN 20909071.
- ZHENG, X. *et al.* Experimental investigation of surge and stall in a turbocharger centrifugal compressor with a vaned diffuser. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Elsevier Inc., v. 82, p. 493–506, apr 2017. ISSN 08941777.

Apêndices

APÊNDICE A – CÓDIGOS DO PROGRAMA PARA AJUSTE E VALIDAÇÃO DO MODELO J&K

Script de comando do software: script_JeK_model_comp.m

```
%% Script de execução sequenciada das funções do modelo termodinâmico do compressor
clear variables;
```

```
%% PASTA COM AS FUNÇÕES%%
```

```
addpath('Codigo_MATLAB');
```

```
%% PASTA COM O ARQUIVO A SER LIDO %%
```

```
addpath('Mapas_tabelados');
```

```
%% CONFIGURACAO DO ARQUIVO E DO POSTRATAMENTO%%
```

```
% Nome do arquivo do mapa tabelado em .xls
```

```
Ensaio = 'Resultados_termodinamicos-17_01';% -FIT
```

```
% Nome do modelo a ser ajustado
```

```
Modelo = 'J&K';
```

```
%Diâmetro do tubo instrumentado do compressor em mm
```

```
Diametro_montante = 52; %a montante
```

```
Diametro_jusante = 52; %a jusante
```

```
Mapa_tabelado = strcat(Ensaio,'-FIT');
```

```
Mapa_validacao = strcat(Ensaio,'-VAL');
```

```
salvar_em = 'Resultados\Modelagem_';
```

```
mkdir(strcat(salvar_em,Ensaio,'\Ajuste'))
```

```
mkdir(strcat(salvar_em,Ensaio,'\Validacao'))
```

```
qtil = 1.96; %quantil para 95% do intervalo de previsão
```

```
Marker_Size = 10; %tamanho dos marcadores em gráficos
```

```
Size_Data = 100; %tamanho dos marcadores em dispersões
```

```
Line_Width = 2.0; %espessura das linhas experimentais
```

```
Line_Width_mod = 3.5; %espessura das linhas modeladas
```

```
%% Comando para execução da rotina de leitura do mapa, modelagem e validação.
```

```
%Leitura do mapa experimental do compressor
```

```
read_comp;
```

```
%Modelagem dos calores específicos em função da temperatura
```

```
cal_comp;
```

```
%Cálculo das propriedades de estagnação do escoamento
```

```

estag_comp;
%Modelagem do compressor
model_comp_fit;
%Validação do modelo do compressor
model_comp_valid;

fprintf('\r\r\r Ajuste e validação finalizados. Os resultados da análise estão disponíveis na pasta
"Resultados"\n')

```

Código para leitura do mapa tabelado do compressor: read_comp.m

```

%%leitura dos valores aquisitados em ensaio para o compressor e constantes
%Legenda:
%L(1,:) - Temperatura de referência
%L(2,:) - Temperatura a montante
%L(3,:) - Temperatura a jusante
%L(4,:) - Pressão de referência
%L(5,:) - Pressão a montante
%L(6,:) - Pressão a jusante
%L(7,:) - Vazão mássica de ar fresco
%L(8,:) - Rotação do turbocompressor
%L(9,:) - Umidade relativa do ar
%C(1,:) - Área a montante
%C(2,:) - Área a jusante

%% Leitura do Mapa Tabelado
%%Temperaturas [°C]
L(2,:) = xlsread(Mapa_tabelado,'Planilha1','J3:J51');
L(1,:) = 20.00 * ones(1,length(L(2,:)));
L(3,:) = xlsread(Mapa_tabelado,'Planilha1','K3:K51');
%%Pressões [kPa]
L(4,:) = xlsread(Mapa_tabelado,'Planilha1','B3:B51');
L(5,:) = xlsread(Mapa_tabelado,'Planilha1','C3:C51');
L(6,:) = xlsread(Mapa_tabelado,'Planilha1','D3:D51');
%%Vazão [kg/s]
L(7,:) = xlsread(Mapa_tabelado,'Planilha1','G3:G51');
%Rotação do Turbocompressor [RPM]
L(8,:) = xlsread(Mapa_tabelado,'Planilha1','A3:A51');
%Umidade relativa do ar [%]

```

```

L(9,:) = xlsread(Mapa_tabelado,'Planilha1','T3:T51');
%%Diâmetro nos pontos de medição [m]
C(1,:) = Diametro_montante / 1000 * ones(1,length(L(2,:)));
C(2,:) = Diametro_jusante / 1000 * ones(1,length(L(2,:)));
%%Áreas nos pontos de medição [m^2]
A(1,:) = (pi / 4) .* (C(1,:)).^2;
A(2,:) = (pi / 4) .* (C(2,:)).^2;
%% Criação do mapa tabelado por isorotação
for i = 1:7
    for j = 1:7
        %Temperaturas
        T_ref(j,i) = L(1,((i-1)*7+j));
        T_1(j,i) = L(2,(i-1)*7+j);
        T_2(j,i) = L(3,(i-1)*7+j);
        %Pressões
        p_ref(j,i) = L(4,(i-1)*7+j);
        p_1(j,i) = L(5,(i-1)*7+j);
        p_2(j,i) = L(6,(i-1)*7+j);
        %Vazão mássica
        m_air(j,i) = L(7,(i-1)*7+j);
        %Rotação do Turbocompressor
        N(j,i) = L(8,(i-1)*7+j);
        %Áreas dos pontos de medição
        A_1(j,i) = C(1,(i-1)*7+j);
        A_2(j,i) = C(2,(i-1)*7+j);
    end
end
end

```

Código para modelagem dos calores específicos: cal_comp.m

```

%%Função para modelagem dos calores específicos e determinação de R e gamma

%% Leitura dos valores tabelados de cp e cv do ar
%calores específicos do ar
cal(1,:) = xlsread('Air_Specific_Heats','Planilha1','A3:A21');
cal(2,:) = xlsread('Air_Specific_Heats','Planilha1','B3:B21');
cal(3,:) = xlsread('Air_Specific_Heats','Planilha1','C3:C21');
cal(4,:) = xlsread('Air_Specific_Heats','Planilha1','D3:D21');

```

```

%% Ajuste dos calores específicos a polinômios do terceiro grau

x_cp = polyfit(cal(1,:), cal(2,:), 3);
x_cv = polyfit(cal(1,:), cal(3,:), 3);

%% Comparação dos dados tabelados com os modelados
% Criação do vetor calor específico modelado
for i = 1:length(cal(1,:))
    c_p(i) = x_cp(1) * cal(1,i) .^ 3 + x_cp(2) * cal(1,i) .^ 2 +...
    x_cp(3) * cal(1,i) + x_cp(4);
    c_v(i) = x_cv(1) * cal(1,i) .^ 3 + x_cv(2) * cal(1,i) .^ 2 +...
    x_cv(3) * cal(1,i) + x_cv(4);
end

%% Cálculo do erro relativo
err_relativo_cal(1,:) = (c_p - cal(2,:))./cal(2,:) * 100;
err_relativo_cal(2,:) = (c_v - cal(3,:))./cal(3,:) * 100;
sig_err_cal = std(err_relativo_cal. ');

%% Determinação do erro máximo
err_c_max_cal = [0 ; 0];
for i = 1:length(c_p)
    if abs(err_relativo_cal(1,i)) > abs(err_c_max_cal(1))
        err_c_max_cal(1) = err_relativo_cal(1,i);
    end
    if abs(err_relativo_cal(2,i)) > abs(err_c_max_cal(2))
        err_c_max_cal(2) = err_relativo_cal(2,i);
    end
end
err_med_cal = sum(err_relativo_cal. ')/length(cal);
gamma = c_p ./ c_v;

%% Criação relatório do ajuste
% Modelo de c_p
Mod_cp = 'c_p,i = %6.2fx10^-10 * T_i^3 %6.2fx10^-7 * T_i^2 %6.2fx10^-5 * T_i %6.2f';
Errmax_cp = '\rO erro máximo observado foi de %3.2f%%. ';
Errmed_cp = 'O erro médio observado foi de %3.2f%%, ';
Desvpad_cp = 'com desvio padrão de %3.2f%%. ';
X_cp = [x_cp(1) * 10^10, x_cp(2) * 10^7, x_cp(3) * 10^5, x_cp(4)];

```

```

rel_dir = strcat(salvar_em,Ensaio,'\Resultado_do_Ajuste_cal-rho.txt');

fileID = fopen(rel_dir,'w');
fprintf(fileID,'Resultado do ajuste\r\r');
fprintf(fileID,'\r\rModelo c_p:\r');
fprintf(fileID,Mod_cp, X_cp);
fprintf(fileID,Errmax_cp, err_c_max_cal(1));
fprintf(fileID,Errmed_cp, err_med_cal(1));
fprintf(fileID,Desvpad_cp, sig_err_cal(1));
fclose(fileID);

% Modelo de c_v
Mod_cv = 'c_v,i = %+6.2fx10^-10 * T_i^3 %+6.2fx10^-7 * T_i^2 %+6.2fx10^-5 * T_i %+6.2f';
Errmax_cv = '\rO erro máximo observado foi de %3.2f%%. ';
Errmed_cv = 'O erro médio observado foi de %3.2f%%, ';
Desvpad_cv = 'com desvio padrão de %3.2f%%.';
X_cv = [x_cv(1) * 10^10, x_cv(2) * 10^7, x_cv(3) * 10^5, x_cv(4)];

fileID = fopen(rel_dir,'a');
fprintf(fileID,'\r\rModelo c_v:\r');
fprintf(fileID,Mod_cv, X_cv);
fprintf(fileID,Errmax_cv, err_c_max_cal(2));
fprintf(fileID,Errmed_cv, err_med_cal(2));
fprintf(fileID,Desvpad_cv, sig_err_cal(2));
fclose(fileID);

%% Plotagem dos valores de calores específicos tabelados e modelados
figure('Name','AJUSTE DOS CALORES ESPECÍFICOS','color','white',...
    'numbertitle','off','position',[-1910 180 600 550],...
    'pointer','crosshair')

subplot(2,2,1)
scatter(cal(1,:),cal(2:,:),'k+')
hold on
plot(cal(1,:),c_p,'go-')
title('$c_p$', 'Interpreter','latex')
xlabel('$Temperatura$(K)', 'Interpreter','latex');
ylabel('$c_p$ (kJ/kg.K)', 'Interpreter','latex');
legend('$c_p$ tabelado', '$c_p$ modelado', 'Interpreter','latex',...

```

```

        'Box','on','Location','Northwest');
grid on
hold off

subplot(2,2,2)
scatter(cal(1,:),cal(3:,:),'k+')
hold on
plot(cal(1,:),c_v,'bo-')
title('$c_v$', 'Interpreter','latex')
xlabel('$Temperatura$(K)', 'Interpreter','latex');
ylabel('$c_v$ (kJ/kg.K)', 'Interpreter','latex');
legend('$c_v$ tabelado', '$c_v$ modelado', 'Interpreter','latex',...
        'Box','on','Location','Northwest');
grid on
hold off

subplot(2,2,[3,4])
scatter(cal(1,:),err_relativo_cal(1:),'g*')
hold on
scatter(cal(1,:),err_relativo_cal(2:),'b*')
hold on
title('Erro relativo')
xlabel('$Temperatura$(K)', 'Interpreter','latex');
ylabel('$Erro Relativo$(\%)', 'Interpreter','latex');
legend('$E_{c_p}$', '$E_{c_v}$ ', 'Interpreter','latex','Box','on','Location','Southeast');
grid on
hold off

a = strcat(salvar_em,Ensaio,'\Cal_espec','-resultado_do_ajuste');
saveas(gcf,a)
fprintf('Figura % s.fig criada com sucesso \n', a)
b = strcat(salvar_em,Ensaio,'\Cal_espec','-resultado_do_ajuste');
print('-djpeg', b, '-r600')
fprintf('Figura % s.jpeg criada com sucesso \n', b)

```

Código para determinação das condições de estagnação e modelagem da densidade: estag_comp.m

```
%%Cálculo da pressão e temperatura de estagnação
```

```

%% Calores específicos, R [kJ/kg.K] e gamma nos pontos de medição
for i = 1:2
    for j = 1:length(L)
        c_p_meas(i,j) = x_cp(1) * (L(1+i,j) + 273.15) .^ 3 +...
            x_cp(2) * (L(1+i,j) + 273.15) .^ 2 + x_cp(3) *...
            (L(1+i,j) + 273.15) + x_cp(4);
        c_v_meas(i,j) = x_cv(1) * (L(1+i,j) + 273.15) .^ 3 +...
            x_cv(2) * (L(1+i,j) + 273.15) .^ 2 + x_cv(3) *...
            (L(1+i,j) + 273.15) + x_cv(4);
        R_meas(i,j) = c_p_meas(i,j) - c_v_meas(i,j);
        gamma_meas(i,j) = c_p_meas(i,j) / c_v_meas(i,j);
    end
end

%% Cálculo das condições de estagnação a montante e a jusante do compressor
%% Densidade do ar no ponto de medição
%rho = p / (R * T)
%% Velocidades do escoamento no ponto
%v = m_dot / (rho * A)
%% Temperatura de estagnação
%T_0 = T + v^2 / 2(c_p)
%% Pressura de estagnação
%p_0 = p(T_0/T)^(gamma/(gamma-1))

%% Modelagem da massa específica
T_rho(1,:) = L(2,:);
T_rho(2,:) = L(3,:);
p_rho(1,:) = L(5,:);
p_rho(2,:) = L(6,:);

for i = 1:2
    for j = 1:length(L)
        [M_ESP (i,j)] = Massa_Especific(T_rho(i,j),p_rho(i,j),L(9,j));
    end
end

fun_rho = @(x_rho)((x_rho(1) + x_rho(2) .* T_rho) .* p_rho .^2 +...
    (x_rho(3) + x_rho(4) .* T_rho) .* p_rho +...
    (x_rho(5) + x_rho(6) .* T_rho)) - M_ESP);

```

```

x0 = [1 1 1 1 1 1];
x_rho = lsqnonlin(fun_rho,x0);

%Cálculo das propriedades de estagnação
for i = 1:2
    for j = 1:length(L)
        rho(i,j) = (x_rho(1) + x_rho(2) .* L(1+i,j)) .* L(4+i,j) .^2 +...
            (x_rho(3) + x_rho(4) .* L(1+i,j)) .* L(4+i,j) +...
            (x_rho(5) + x_rho(6) .* L(1+i,j));
        v(i,j) = L(7,j) / (rho(i,j) * A(i,j));
        T_0(i,j) = (L(1+i,j) + 273.15) + (v(i,j) ^ 2 / (2000 * c_p_meas(i,j)));
        p_0(i,j) = L(4+i,j) * (T_0(i,j) / ...
            (L(1+i,j) + 273.15)) ^ (gamma_meas(i,j)/(gamma_meas(i,j)-1));
    end
end

for i=1:49
    index(i) = i;
end

%% Cálculo do erro relativo
err_relativo_rho = (rho - M_ESP) ./ M_ESP * 100;
sig_err_rho = std(err_relativo_rho. ');

%% Feterminação do erro máximo
err_c_max_rho = [0 ; 0];
for i = 1:length(rho)
    if abs(err_relativo_rho(1,i)) > abs(err_c_max_rho(1))
        err_c_max_rho(1) = err_relativo_rho(1,i);
    end
    if abs(err_relativo_rho(2,i)) > abs(err_c_max_rho(2))
        err_c_max_rho(2) = err_relativo_rho(2,i);
    end
end

err_med_rho = sum(err_relativo_rho. ')/length(rho);

%% Criação relatório do ajuste
% Modelo de rho
Mod_rho = 'rho_i = (%+6.2fx10^-5 %+6.2fx10^-7 * T_i) * p_i ^2 + (%+6.2fx10^-3 %+6.2fx10^-
5 * T_i) * p_i + (%+6.2f %+6.2fx10^-3 * T_i)';

```

```

%Montante
Errmax_rho1 = '\rO erro máximo observado foi de %3.2f%%. ';
Errmed_rho1 = 'O erro médio observado foi de %3.2f%%, ';
Desvpad_rho1 = 'com desvio padrão de %3.2f%%.';
X_rho = [x_rho(1) * 10^5, x_rho(2) * 10^7, x_rho(3) * 10^3, x_rho(4) * 10^5, x_rho(5),...
x_rho(6) * 10^3];

fileID = fopen(rel_dir,'a');
fprintf(fileID,'\r\rho:\r');
fprintf(fileID,Mod_rho,X_rho);
fprintf(fileID,'\r\rMontante:');
fprintf(fileID,Errmax_rho1, err_c_max_rho(1));
fprintf(fileID,Errmed_rho1, err_med_rho(1));
fprintf(fileID,Desvpad_rho1, sig_err_rho(1));
fclose(fileID);

%Jusante
Errmax_rho2 = '\rO erro máximo observado foi de %3.2f%%. ';
Errmed_rho2 = 'O erro médio observado foi de %3.2f%%, ';
Desvpad_rho2 = 'com desvio padrão de %3.2f%%.';

fileID = fopen(rel_dir,'a');
fprintf(fileID,'\r\rJusante:');
fprintf(fileID,Errmax_rho2, err_c_max_rho(2));
fprintf(fileID,Errmed_rho2, err_med_rho(2));
fprintf(fileID,Desvpad_rho2, sig_err_rho(2));
fclose(fileID);

%% Plotagem dos valores de calores específicos tabelados e modelados
figure('Name','AJUSTE DOS CALORES ESPECÍFICOS','color','white',...
        'numbertitle','off','position',[-1910 180 600 550],...
        'pointer','crosshair')
subplot(2,2,1)
plot(index,M_ESP(1,:), 'k+')
hold on
plot(index,rho(1,:), 'go')
title('\rho_1','Interpreter','latex')
xlabel('Ponto','Interpreter','latex');
ylabel('\rho$ [kg/m^3$','Interpreter','latex');
legend('\rho$ calculado', '\rho$ modelado','Interpreter','latex',...

```

```

        'Box','on','Location','Southwest');
grid on
hold off

subplot(2,2,2)
plot(index,M_ESP(2:),'k+')
hold on
plot(index,rho(2:),'bo')
title('$\rho_2$', 'Interpreter','latex')
xlabel('Ponto','Interpreter','latex');
ylabel('$\rho$ [kg/m^3$]', 'Interpreter','latex');
legend('$\rho$ calculado', '$\rho$ modelado','Interpreter','latex',...
        'Box','on','Location','Northwest');
grid on
hold off

subplot(2,2,[3,4])
scatter(index,err_relativo_rho(1:),'g*')
hold on
yline(err_med_rho(1) - sig_err_rho(1),'g-')
hold on
yline(err_med_rho(1) + sig_err_rho(1),'g-')
hold on
scatter(index,err_relativo_rho(2:),'b*')
hold on
yline(err_med_rho(2) - sig_err_rho(2),'b-')
hold on
yline(err_med_rho(2) + sig_err_rho(2),'b-')
hold on
title('Erro relativo')
xlabel('Ponto','Interpreter','latex');
ylabel('$Erro Relativo$(\%)$', 'Interpreter','latex');
legend('$E_{\rho,1}$', '$-\sigma_{\rho,1}$', '$\sigma_{\rho,1}$',...
        '$E_{\rho,2}$', '$-\sigma_{\rho,2}$', '$\sigma_{\rho,2}$',...
        'Interpreter','latex','Box','on','Location','Southwest','NumColumns',2);
grid on
hold off

a = strcat(salvar_em,Ensaio,'\Rho_espec','-resultado_do_ajuste');

```

```

saveas(gcf,a)
fprintf('Figura %s.fig criada com sucesso\n', a)
b = strcat(salvar_em,Ensaio,'\Rho_espec','-resultado_do_ajuste');
print('-djpeg', b, '-r600')
fprintf('Figura %s.jpeg criada com sucesso\n', b)

```

Código para ajuste do modelo J&K: model_comp_fit.m

```

%%Cálculo das variáveis do mapa do compressor

%% Determinação dos característicos à partir dos dados experimentais

% Leitura dos valores tabelados
mdot_corr = (xlsread(Mapa_tabelado,'Planilha1','AQ3:AQ51'))';
PI_comp = (xlsread(Mapa_tabelado,'Planilha1','AO3:AO51'))';
eta_comp = (xlsread(Mapa_tabelado,'Planilha1','AV3:AV51'))';
read_N = xlsread(Mapa_tabelado,'Planilha1','A3:A51')';

%%Razão de compressão
%%Vazão mássica corrigida
% mcor = m sqrt(T_0) / p_0
%%Blade Speed Ratio
%U_comp = pi/60 d_comp N_tc = (1/30)*[pi^(1/2)]*[A^(1/2)]*N_tc
%%MACH
%Ma_comp = U_comp / sqrt(gamma R T_abs)
%%Psi
% Psi_comp = cp T(Pi ^((gamma - 1) / gamma)-1) / U_c^2/2)
%%Phi
%Phi_comp = mdot / A rho U
%%Eficiência isentrópica
%eta_comp = T_01(PI_comp^((gamma-1)/gamma)-1)/deltaT_0
for i = 1:length(p_0)
    U_comp(i) = (pi / 60 ) * (2 * sqrt(A(1,i) / pi)) * L(8,i);
    Ma_comp(i) = U_comp(i) / sqrt(gamma_meas(1,i) * R_meas(1,i) * (L(2,i)+273.15));
    Psi_comp(i) = 2 * c_p_meas(1,i) * (L(2,i)+273.15) * (PI_comp(i) ^...
    ((gamma_meas(1,i) - 1) / gamma_meas(1,i)) - 1) / (U_comp(i) ^ 2);
    Phi_comp(i) = L(7,i) / (A(1,i) * rho(1,i) * U_comp(i));
end

%% Determinação dos coeficientes do modelo do coeficiente de carga por

```

%%mínimos quadrados não linear

```
fun_psi = @(x_psi)((x_psi(1) + x_psi(2) .* Ma_comp) .* Phi_comp .^3 +...
    (x_psi(3) + x_psi(4) .* Ma_comp) .* Phi_comp .^2 +...
    (x_psi(5) + x_psi(6) .* Ma_comp) .* Phi_comp +...
    (x_psi(7) + x_psi(8) .* Ma_comp)) - Psi_comp);
x0 = [1 1 1 1 1 1 1 1];
x_psi = lsqnonlin(fun_psi,x0);
```

%% Determinação dos coeficientes do modelo de eficiência por mínimos

%%quadrados não linear

```
fun_eta = @(x_eta)((x_eta(1) + x_eta(2) .* Ma_comp + x_eta(3) .* Ma_comp .^2) .*...
    Phi_comp .^3 + (x_eta(4) + x_eta(5) .* Ma_comp + x_eta(6) .* Ma_comp .^2) .*...
    Phi_comp .^2 + (x_eta(7) + x_eta(8) .* Ma_comp + x_eta(9) .* Ma_comp .^2) .* ...
    Phi_comp + (x_eta(10) + x_eta(11) .* Ma_comp + x_eta(12) .* Ma_comp .^2)) - ...
    eta_comp);
```

```
x0 = [1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1];
```

```
x_eta = lsqnonlin(fun_eta,x0);
```

%% Determinação dos característicos modelados nos pontos mensurados

```
for i = 1:length(p_0)
```

 %Coeficiente de carga estimado

```
    Psi_est(i) = ((x_psi(1) + x_psi(2) .* Ma_comp(i)) * Phi_comp(i) .^3 +...
```

```
    (x_psi(3) + x_psi(4) .* Ma_comp(i)) .* Phi_comp(i) .^2 +...
```

```
    (x_psi(5) + x_psi(6) .* Ma_comp(i)) .* Phi_comp(i) +...
```

```
    (x_psi(7) + x_psi(8) .* Ma_comp(i)));
```

 %Razão de compressão estimada

```
    PI_est(i) = ((0.5 * U_comp (i) ^ 2 * Psi_est(i)) / (c_p_meas(1,i) * T_0(1,i)) + ...
```

```
    1) ^ ((gamma_meas(1,i)) / ((gamma_meas(1,i)) - 1)));
```

 %Eficiência estimada

```
    eta_est(i) = ...
```

```
    (x_eta(1) + x_eta(2) .* Ma_comp(i) + x_eta(3) .* Ma_comp(i) .^2) .*Phi_comp(i) .^3 +...
```

```
    (x_eta(4) + x_eta(5) .* Ma_comp(i) + x_eta(6) .* Ma_comp(i) .^2) .* Phi_comp(i) .^2 +...
```

```
    (x_eta(7) + x_eta(8) .* Ma_comp(i) + x_eta(9) .* Ma_comp(i) .^2) .* Phi_comp(i) +...
```

```
    (x_eta(10) + x_eta(11) .* Ma_comp(i) + x_eta(12) .* Ma_comp(i) .^2);
```

```
end
```

```
for i = 1:size(T_ref,2)
```

```

    for j = 1:size(T_ref,1)
        Psi_est_m(j,i) = Psi_est((i-1)*size(T_ref,1)+j);
        eta_est_m(j,i) = eta_est((i-1)*size(T_ref,1)+j);
        PI_est_m(j,i) = PI_est((i-1)*size(T_ref,1)+j);
    end
end

%% Determinação dos erros da modelagem
err_relativo_Psi_est = ((Psi_est(:) - Psi_comp(:)) ./ Psi_comp(:)) .* 100;
sig_err_Psi = std(err_relativo_Psi_est);
err_relativo_PI_est = ((PI_est(:) - PI_comp(:)) ./ PI_comp(:)) .* 100;
sig_err_PI = std(err_relativo_PI_est);
err_relativo_eta_est = ((eta_est(:) - eta_comp(:)) ./ eta_comp(:)) .* 100;
sig_err_eta = std(err_relativo_eta_est);

err_max_Psi = 0;
err_max_PI = 0;
err_max_eta = 0;
sum_err_Psi = sum(err_relativo_Psi_est);
sum_err_PI = sum(err_relativo_PI_est);
sum_err_eta = sum(err_relativo_eta_est);
for i = 1:length(err_relativo_PI_est)
    if abs(err_max_Psi) <= abs(err_relativo_Psi_est(i))
        err_max_Psi = err_relativo_Psi_est(i);
        Ponto_Psi = i;
    end
    if abs(err_max_PI) <= abs(err_relativo_PI_est(i))
        err_max_PI = err_relativo_PI_est(i);
        Ponto_PI = i;
    end
    if abs(err_max_eta) <= abs(err_relativo_eta_est(i))
        err_max_eta = err_relativo_eta_est(i);
        Ponto_eta = i;
    end
end
end
vel_err_max_Psi = round(L(8,Ponto_Psi)/1000,0);
vel_err_max_PI = round(L(8,Ponto_PI)/1000,0);
vel_err_max_eta = round(L(8,Ponto_eta)/1000,0);

```

```

err_Psi_med = sum_err_Psi ./ length(err_relativo_Psi_est);
err_PI_med = sum_err_PI ./ length(err_relativo_PI_est);
err_eta_med = sum_err_eta ./ length(err_relativo_eta_est);

%% Criação do mapa tabelado dos característicos
for i = 1:size(T_ref,2)
    sum_N = 0;
    for j = 1:size(T_ref,1)
        Psi_comp_m(j,i) = Psi_comp((i-1)*size(T_ref,1)+j);
        Phi_comp_m(j,i) = Phi_comp((i-1)*size(T_ref,1)+j);
        eta_comp_m(j,i) = eta_comp((i-1)*size(T_ref,1)+j);
        mdot_corr_m(j,i) = mdot_corr((i-1)*size(T_ref,1)+j);
        PI_comp_m(j,i) = PI_comp((i-1)*size(T_ref,1)+j);
        sum_N = sum_N + read_N((i-1)*7+j);
        N_five(j,i) = read_N((i-1)*7+j);
    end
    N_med(i) = sum_N/size(T_ref,1);
end
strN_med = string(int32(round(N_med/1000,0)*1000));

%% Criação do .csv para entrada no LABView

dimmax = max([length(x_cp),length(x_cv),length(x_rho),length(x_psi),length(x_eta)]);

coefs = [x_cp zeros(1,dimmax-length(x_cp)); x_cv zeros(1,dimmax-length(x_cv));...
        x_rho zeros(1,dimmax-length(x_rho)); x_psi zeros(1,dimmax-length(x_psi));...
        x_eta zeros(1,dimmax-length(x_eta))];

coefdir = strcat(salvar_em,Ensaio,\Ajuste;Modelo,'-Coeficientes_do_modelo.csv');

csvwrite(coefdir, coefs);

%% Criação relatório do ajuste
% Modelo de razão de compressão
Mod_Psi = 'Psi_est=(%+5.4fx10^-3 %+5.4fx10^-3*Ma_comp)*Phi_comp^3+...
          (%+5.4fx10^-3 %+5.4fx10^-3*Ma_comp)*Phi_comp^2+...
          (%+5.4fx10^-3 %+5.4fx10^-3*Ma_comp)*Phi_comp+...
          (%+5.4fx10^-3 %+5.4fx10^-3*Ma_comp)';

Errmax_Psi = '\rO erro máximo observado foi de %3.2f%% a %3u kRPM. ';
Errmed_Psi = 'O erro médio observado foi de %3.2f%%, ';

```

```

Desvpad_Psi = 'com desvio padrão de %3.2f%%.';

rel_dir = strcat(salvar_em,Ensaio,\Ajuste;Modelo,'-Resultado_do_Ajuste.txt');

fileID = fopen(rel_dir,'w');
fprintf(fileID,'Resultado do ajuste - Modelo J&K\r\r');
fprintf(fileID,'Modelo do coeficiente de carga:\r');
fprintf(fileID,Mod_Psi, x_psi*1000);
fprintf(fileID,Errmax_Psi, err_max_Psi, vel_err_max_Psi);
fprintf(fileID,Errmed_Psi, err_Psi_med);
fprintf(fileID,Desvpad_Psi, sig_err_Psi);
fclose(fileID);

% Modelo de razão de compressão
Mod_PI = 'PI_est=((0.5*U_comp^2*Psi_est)/(c_p_meas1*T_01)+1)^...
          ((gamma_meas1)/((gamma_meas1)-1))';
Errmax_PI = '\rO erro máximo observado foi de %3.2f%% a %3u kRPM. ';
Errmed_PI = 'O erro médio observado foi de %3.2f%%, ';
Desvpad_PI = 'com desvio padrão de %3.2f%%.';

fileID = fopen(rel_dir,'a');
fprintf(fileID,'\r\rSubstituindo na relação de razão de compressão:\r');
fprintf(fileID,Mod_PI);
fprintf(fileID,Errmax_PI, err_max_PI, vel_err_max_PI);
fprintf(fileID,Errmed_PI, err_PI_med);
fprintf(fileID,Desvpad_PI, sig_err_PI);
fclose(fileID);

% Modelo de eficiência
Mod_eta = 'eta_comp = (%+9.4f %+9.4f*Ma_comp %+9.4f*Ma_comp^2)*Phi_comp^3+...
          (%+9.4f %+9.4f*Ma_comp %+9.4f*Ma_comp^2)*Phi_comp^2+...
          (%+9.4f %+9.4f*Ma_comp %+9.4f*Ma_comp^2)*Phi_comp+...
          (%+9.4f %+9.4f*Ma_comp %+9.4f*Ma_comp^2)';
Errmax_eta = '\rO erro máximo observado foi de %3.2f%% a %3u kRPM. ';
Errmed_eta = 'O erro médio observado foi de %3.2f%%, ';
Desvpad_eta = 'com desvio padrão de %3.2f%%.';

fileID = fopen(rel_dir,'a');
fprintf(fileID,'\r\rModelo da eficiência:\r');
fprintf(fileID,Mod_eta, x_eta);

```

```

fprintf(fileID,Errmax_eta, err_max_eta, vel_err_max_eta);
fprintf(fileID,Errmed_eta, err_eta_med);
fprintf(fileID,Desvpad_eta, sig_err_eta);
fclose(fileID);

% Finalização

Fim = '\r\r\rOs coeficientes dos modelos podem ser encontrados no arquivo
"J&K-Coefficientes_do_modelo"';
Fim2 = '\rA ordem dos modelos é: (x_cp),(x_cv),(x_rho),(x_psi),(x_eta).';
Fim3 = '\rOs zeros à direita devem ser desconsiderads.';

fileID = fopen(rel_dir,'a');
fprintf(fileID,'\r\rModelo da eficiência:\r');
fprintf(fileID,Fim);
fprintf(fileID,Fim2);
fprintf(fileID,Fim3);
fclose(fileID);

fprintf('O Relatório do ajuste foi criado com sucesso\n')
%% Configuração do tamanho das figuras
x0=10;
y0=10;
width=1100;
height=800;

    %% Configuração das incertezas

    pi_neg = (err_PI_med/100 - qtil * (sig_err_PI/100)) * PI_comp_m;
    pi_pos = (err_PI_med/100 + qtil * (sig_err_PI/100)) * PI_comp_m;

    eta_neg = (err_eta_med/100 - qtil * (sig_err_eta/100)) * eta_comp_m;
    eta_pos = (err_eta_med/100 + qtil * (sig_err_eta/100)) * eta_comp_m;

%% Mapa de Coeficiente de vazão versus coeficiente de carga experimental e modelado

figure('Name','COEFICIENTE DE CARGA - Experimental vs Modelado','color','white',...
    'numbertitle','off','position',[-1910 180 600 550],...
    'pointer','crosshair')
% figure
set(gcf,'position',[x0,y0,width,height])

```

```

datacursormode on
hold on
set(gca,'FontWeight','bold','FontSize',15)
axis([0, round(max(Phi_comp_m(:))*1.05,4),...
      round(min(Psi_comp_m(:)) * .9,6), round(max(Psi_comp_m(:))*1.05,5)])
grid on
grid minor

mapa1 = plot(Phi_comp_m(:,1),Psi_comp_m(:,1),'ko-',Phi_comp_m(:,2),Psi_comp_m(:,2),...
            'k*-',Phi_comp_m(:,3),Psi_comp_m(:,3),'k^-',Phi_comp_m(:,4),Psi_comp_m(:,4),...
            'ks-',Phi_comp_m(:,5),Psi_comp_m(:,5),'kd-',Phi_comp_m(:,6),Psi_comp_m(:,6),...
            'kp-',Phi_comp_m(:,7),Psi_comp_m(:,7),'kh-', 'LineWidth', 1.5);
hold on
mapa2 = plot(Phi_comp_m(:,1),Psi_est_m(:,1),'ro-',Phi_comp_m(:,2),Psi_est_m(:,2),'r*-',...
            Phi_comp_m(:,3),Psi_est_m(:,3),'r^-',Phi_comp_m(:,4),Psi_est_m(:,4),'rs-',...
            Phi_comp_m(:,5),Psi_est_m(:,5),'rd-',Phi_comp_m(:,6),Psi_est_m(:,6),'rp-',...
            Phi_comp_m(:,7),Psi_est_m(:,7),'rh-', 'LineWidth', 1.5);
uistack(mapa2,'bottom');

title('Mapa de Coeficiente de Vazão vs Coeficiente de Carga')
xlabel('$ \Phi_{comp} $ [-]', 'Interpreter', 'latex', 'FontSize', 17);
ylabel('$ \Psi_{comp} $ [-]', 'Interpreter', 'latex', 'FontSize', 17);
legend(mapa1, strN_med, 'Box', 'on', 'Location', 'Southwest', 'NumColumns', 2, 'FontSize', 15);
title(legend, 'Isorotação [RPM]');
grid on
hold off

a = strcat(salvar_em,Ensaio,'\Ajuste;Modelo','-Comp_VazxCarga','-resultado_do_ajuste');
saveas(gcf,a)
fprintf('A Figura %s.fig foi criada com sucesso\n', a)
b = strcat(salvar_em,Ensaio,'\Ajuste;Modelo','-Comp_VazxCarga','-resultado_do_ajuste');
print('-djpeg', b, '-r600')
fprintf('A Figura %s.jpeg foi criada com sucesso\n', b)

%% Mapa de vazão mássica versus eficiência experimental e modelado
figure('Name','MAPA DE EFICIENCIA DO COMPRESSOR - Experimental vs Modelado',...
      'color','white', 'numbertitle','off', 'position',[-1000 180 550 550],...
      'pointer','crosshair')
% figure

```

```

set(gcf,'position',[x0,y0,width,height])
datacursormode on
hold on
set(gca,'FontWeight','bold','FontSize',15)
axis([0, round(max(Phi_comp_m(:))*1.05,4), ...
      round(min(eta_comp_m(:)) * .95,2), round(max(eta_comp_m(:)) * 1.05,2)])
grid on
grid minor
mapa1 = plot(Phi_comp_m(:,1),eta_comp_m(:,1),'ko-',Phi_comp_m(:,2),eta_comp_m(:,2),...
            'k*-',Phi_comp_m(:,3),eta_comp_m(:,3),'k^-',Phi_comp_m(:,4),eta_comp_m(:,4),...
            'ks-',Phi_comp_m(:,5),eta_comp_m(:,5),'kd-',Phi_comp_m(:,6),eta_comp_m(:,6),...
            'kp-',Phi_comp_m(:,7),eta_comp_m(:,7),'kh-', 'LineWidth', 1.5);
hold on
mapa2 = plot(Phi_comp_m(:,1),eta_est_m(:,1),'ro-',Phi_comp_m(:,2),eta_est_m(:,2),'r*-',...
            Phi_comp_m(:,3),eta_est_m(:,3),'r^-',Phi_comp_m(:,4),eta_est_m(:,4),'rs-',...
            Phi_comp_m(:,5),eta_est_m(:,5),'rd-',Phi_comp_m(:,6),eta_est_m(:,6),'rp-',...
            Phi_comp_m(:,7),eta_est_m(:,7),'rh-', 'LineWidth', 1.5);
uistack(mapa2,'bottom');

title('Mapa de Coeficiente de Vazão vs Eficiência')
xlabel('$ \Phi_{comp} $ [-]', 'Interpreter','latex','FontSize',17);
ylabel('$ \eta_{comp} $ [-]', 'Interpreter','latex','FontSize',17);
legend(mapa1,strN_med,'Box','on','Location','Northwest','NumColumns',2,'FontSize',15);
title(legend,'Isorotação [RPM]');
grid on
hold off

a = strcat(salvar_em,Ensaio,'\Ajuste;Modelo','-CoefVazxEff','-resultado_do_ajuste');
saveas(gcf,a)
fprintf('A Figura %s.fig foi criada com sucesso\n', a)
b = strcat(salvar_em,Ensaio,'\Ajuste;Modelo','-CoefVazxEff','-resultado_do_ajuste');
print('-djpeg', b, '-r600')
fprintf('A Figura %s.jpeg foi criada com sucesso\n', b)

%% Mapa de vazão mássica versus razão de compressão experimental e modelado

figure('Name','MAPA DO COMPRESSOR - Experimental vs Modelado','color','white',...
      'numbertitle','off','position',[-1910 180 600 550],...
      'pointer','crosshair')

```

```

% figure
set(gcf,'position',[x0,y0,width,height])
datacursormode on
hold on
set(gca,'FontWeight','bold','FontSize',15)
axis([0, round(max(mdot_corr(:))*1.05,2),...
      1, round(max(PI_comp_m(:))*1.05,2)])
grid on
grid minor

mapa1 = plot(mdot_corr_m(:,1),PI_comp_m(:,1),'ko-',mdot_corr_m(:,2),PI_comp_m(:,2),...
            'k*-',mdot_corr_m(:,3),PI_comp_m(:,3),'k^-',mdot_corr_m(:,4),PI_comp_m(:,4),'ks-',...
            mdot_corr_m(:,5),PI_comp_m(:,5),'kd-',mdot_corr_m(:,6),PI_comp_m(:,6),'kp-',...
            mdot_corr_m(:,7),PI_comp_m(:,7),'kh-', 'LineWidth', 1.5)
hold on
mapa2 = plot(mdot_corr_m(:,1),PI_est_m(:,1),'ro-',mdot_corr_m(:,2),PI_est_m(:,2),'r*-.',...
            mdot_corr_m(:,3),PI_est_m(:,3),'r^-',mdot_corr_m(:,4),PI_est_m(:,4),'rs-',...
            mdot_corr_m(:,5),PI_est_m(:,5),'rd-',mdot_corr_m(:,6),PI_est_m(:,6),'rp-',...
            mdot_corr_m(:,7),PI_est_m(:,7),'rh-');
uistack(mapa2,'bottom');
mapa3 = errorbar(mdot_corr_m,PI_comp_m,pi_neg,pi_pos,'b','LineWidth',Line_Width,...
'LineStyle','none');

xlabel('$ \dot{m}_{corr}$ [kg/s]','Interpreter','latex','FontSize',17);
ylabel('$ \Pi_{t-t}$ [-]','Interpreter','latex','FontSize',17);
legend(mapa1,strN_med,'Box','on','Location','Northwest','NumColumns',1,'FontSize',15);
title(legend,'Isorotação [RPM]');
grid on
hold off

a = strcat(salvar_em,Ensaio,'\Ajuste;Modelo','-Comp_Map','-resultado_do_ajuste');
saveas(gcf,a)
fprintf(' A Figura %s.fig foi criada com sucesso\n', a)
b = strcat(salvar_em,Ensaio,'\Ajuste;Modelo','-Comp_Map','-resultado_do_ajuste');
print('-djpeg', b, '-r600')
fprintf(' A Figura %s.jpeg foi criada com sucesso\n', b)

%% Mapa de razão de compressão versus eficiência - experimental e modelado

figure('Name','MAPA DE EFICIENCIA DO COMPRESSOR - Experimental vs Modelado',...

```

```

        'color','white','numbertitle','off','position',[-1000 180 550 550],...
        'pointer','crosshair')
% figure
set(gcf,'position',[x0,y0,width,height])
datacursormode on
hold on
set(gca,'FontWeight','bold','FontSize',15)
axis([1, round(max(PI_comp_m(:))*1.01,2), ...
      round(min(eta_est_m(:)) * .90,1), round(max(eta_comp_m(:)),1)])
grid on
grid minor
mapa1 = plot(PI_comp_m(:,1),eta_comp_m(:,1),'ko-',PI_comp_m(:,2),eta_comp_m(:,2),...
            'k*-',PI_comp_m(:,3),eta_comp_m(:,3),'k^-',PI_comp_m(:,4),eta_comp_m(:,4),'ks-',...
            PI_comp_m(:,5),eta_comp_m(:,5),'kd-',PI_comp_m(:,6),eta_comp_m(:,6),'kp-',...
            PI_comp_m(:,7),eta_comp_m(:,7),'kh-', 'LineWidth', 1.5)
hold on
mapa2 = plot(PI_est_m(:,1),eta_est_m(:,1),'ro-',PI_est_m(:,2),eta_est_m(:,2),'r*-',...
            PI_est_m(:,3),eta_est_m(:,3),'r^-',PI_est_m(:,4),eta_est_m(:,4),'rs-',...
            PI_est_m(:,5),eta_est_m(:,5),'rd-',PI_est_m(:,6),eta_est_m(:,6),'rp-',...
            PI_est_m(:,7),eta_est_m(:,7),'rh-', 'LineWidth', 1.5)
mapa3 = errorbar(PI_comp_m,eta_comp_m,eta_neg,eta_pos,pi_neg,pi_pos,'b','LineWidth',...
Line_Width,'LineStyle','none');
uistack(mapa3,'bottom');
uistack(mapa2,'bottom');

xlabel('$ \Pi_{t-t} $ [-]', 'Interpreter','latex','FontSize',17);
ylabel('$ \eta_{is} $ [-]', 'Interpreter','latex','FontSize',17);
legend(mapa1,strN_med,'Box','on','Location','Southeast','NumColumns',2,'FontSize',15);
title(legend,'Isorotação [RPM]');
grid on
hold off

a = strcat(salvar_em,Ensaio,'\Ajuste;Modelo','-PIxEff','-resultado_do_ajuste');
saveas(gcf,a)
fprintf('A Figura %s.fig foi criada com sucesso\n', a)
b = strcat(salvar_em,Ensaio,'\Ajuste;Modelo','-PIxEff','-resultado_do_ajuste');
print('-djpeg', b, '-r600')
fprintf('A Figura %s.jpeg foi criada com sucesso\n', b)

```

```

%%
close all
fprintf('\r\rO Ajuste foi realizado com sucesso!\r\r')
%% Função de mínimos quadrados não lineares
function err = fun_coef_ad(parameter, Ma_med, X_eta, weight)
    fit = (parameter(2) + parameter(1) .* Ma_med);
    err = abs(fit - X_eta);
    % weight the error according to the |WEIGHT| vector
    err_weighted = err .* weight;
    err = err_weighted;
end

```

Código para validação do modelo J&K: model_comp_valid.m

```

%leitura dos resultados de vel, comp, vaz e eff do compressor

%% Leitura dos valores aquisitados em ensaio para o compressor e constantes
%Legenda:
%L_full(1,:) - Temperatura de referência
%L_full(2,:) - Temperatura a montante
%L_full(3,:) - Temperatura a jusante
%L_full(4,:) - Pressão de referência
%L_full(5,:) - Pressão a montante
%L_full(6,:) - Pressão a jusante
%L_full(7,:) - Vazão mássica de ar fresco
%L_full(8,:) - Rotação do turbocompressor
%C_full(1,:) - Área a montante
%C_full(2,:) - Área a jusante

%% Valores validação
%Leitura
L_val(2,:) = xlsread(Mapa_validacao,'Planilha1','J3:J51');
L_val(1,:) = 20.00 * ones(1,length(L_val(2,:)));
L_val(3,:) = xlsread(Mapa_validacao,'Planilha1','K3:K51');
%% Pressões [kPa]
L_val(4,:) = xlsread(Mapa_validacao,'Planilha1','B3:B51');
L_val(5,:) = xlsread(Mapa_validacao,'Planilha1','C3:C51');
L_val(6,:) = xlsread(Mapa_validacao,'Planilha1','D3:D51');

```

```

%% Vazão [kg/s]
L_val(7,:) = xlsread(Mapa_validacao,'Planilha1','G3:G51');
%% Rotação do Turbocompressor [RPM]
L_val(8,:) = xlsread(Mapa_validacao,'Planilha1','A3:A51');
%% Umidade relativa do ar [%]
L_val(9,:) = xlsread(Mapa_validacao,'Planilha1','T3:T51');
%% Áreas nos pontos de medição [m^2]
A_val(1,:) = (pi / 4) * (Diametro_montante / 1000)^2 * ones(1,length(L(2,:)));
A_val(2,:) = (pi / 4) * (Diametro_jusante / 1000)^2 * ones(1,length(L(2,:)));
%% Mapa
N_val = xlsread(Mapa_validacao,'Planilha1','A3:A51').';
read_m_dot_val = (xlsread(Mapa_validacao,'Planilha1','AQ3:AQ51')).';
read_PI_c_val = (xlsread(Mapa_validacao,'Planilha1','AO3:AO51')).';
read_eta_c_val = (xlsread(Mapa_validacao,'Planilha1','AV3:AV51')).';

%% Completo
%% Leituras
L_full = [L L_val];
A_full = [A A_val];

%% Mapa
N_full = [read_N N_val];
read_m_dot_full = [mdot_corr read_m_dot_val];
read_PI_c_full = [PI_comp read_PI_c_val];
read_eta_c_full = [eta_comp read_eta_c_val];

%% Validação e estimativa do desempenho do modelo %%

% Estimativa da razão de compressão e eficiências e tomada do tempo de
% execução de cada modelo
for k = 1:3
    for i = 1:length(L_full)
        tic
        [c_p_full, c_v_full, T_0_full, p_0_full, rho_full] = fun_estag_comp(x_cp, x_cv, ...
            x_rho, L_full(:,i), A_full(:,i));
        [PI_comp_ex(i)] = fun_comp_PI(c_p_full, c_v_full, T_0_full, rho_full,...
            L_full(:,i), A_full(1,i), x_psi);
        tempo_PI(i) = toc;
    end
end

```

```

for i = 1:length(L_full)
    tic
    [c_p_full, c_v_full, T_0_full, p_0_full, rho_full] = fun_estag_comp(x_cp,
        x_cv, x_rho, L_full(:,i), A_full(:,i));
    [eta_comp_ex(i)] = fun_comp_eta(c_p_full, c_v_full, rho_full(1), L_full(:,i),...
        A_full(1,i), x_eta);
    tempo_eta(i) = toc;
end
end

tempo_tot_PI = sum(tempo_PI)*1000;
tempo_tot_eta = sum(tempo_eta)*1000;
tempo_med_PI = tempo_tot_PI/length(tempo_PI);
tempo_med_eta = tempo_tot_eta/length(tempo_eta);

%% Criação dos valores para comparação
%% Mapa tabelado por isorotação

k = 0;
sum_N_full = 0;
for j = 1:7
    sum_N_full = sum_N_full+N_full((8-1)*7+j);
    N_m_full(j,1) = N_full((8-1)*7+j);
    %razão de compressão
    PI_c_full(j,1) = read_PI_c_full((8-1)*7+j);
    PI_c_mod(j,1) = PI_comp_ex((8-1)*7+j);
    %vazão mássica
    m_dot_full(j,1) = read_m_dot_full((8-1)*7+j);
    %eficiência
    eta_c_full(j,1) = read_eta_c_full((8-1)*7+j);
    eta_c_mod(j,1) = eta_comp_ex((8-1)*7+j);
    k = k + 1;
end
N_med_45k(1) = sum_N_full/7;

for i = 1:7
    sum_N_full = 0;
    for j = 1:7
        %Rotação média

```

```

sum_N_full = sum_N_full+N_full((i-1)*7+j);
N_m_full(j,i+1) = N_full((i-1)*7+j);
%razão de compressão
PI_c_full(j,i+1) = read_PI_c_full((i-1)*7+j);
PI_c_mod(j,i+1) = PI_comp_ex((i-1)*7+j);
%vazão mássica
m_dot_full(j,i+1) = read_m_dot_full((i-1)*7+j);
%eficiência
eta_c_full(j,i+1) = read_eta_c_full((i-1)*7+j);
eta_c_mod(j,i+1) = eta_comp_ex((i-1)*7+j);
k = k + 1;
end
N_med_45k(i+1) = sum_N_full/7;
N_med_Pts(i) = sum_N_full/7;
end
strN_med_45k = string(int32(round(N_med_45k/1000,0)*1000));
strN_med_Pts = string(int32(round(N_med_Pts/1000,0)*1000));

%Nuvem de amostras dispersas
for i = 1:length(N_full) - k
%Rotação média
    N_m_val(i) = N_full(k+i);
%razão de compressão
    PI_m_val(i) = read_PI_c_full(k+i);
    PI_c_val(i) = PI_comp_ex(k+i);
%vazão mássica
    m_dot_m_val(i) = read_m_dot_full(k+i);
%eficiência
    eta_m_val(i) = read_eta_c_full(k+i);
    eta_c_val(i) = eta_comp_ex(k+i);
end

%% Cálculo do erro relativo da validação
err_relativo_PI_iso = ((PI_c_mod(:,8) - PI_c_full(:,8)) ./ PI_c_full(:,8)) .* 100;
sig_err_PI_iso = std(err_relativo_PI_iso);
err_relativo_PI_val = ((PI_c_val(:) - PI_m_val(:)) ./ PI_m_val(:)) .* 100;
sig_err_PI_val = std(err_relativo_PI_val);

err_relativo_eta_iso = ((eta_c_mod(:,8) - eta_c_full(:,8)) ./ eta_c_full(:,8)) .* 100;

```

```
sig_err_eta_iso = std(err_relativo_eta_iso);
err_relativo_eta_val = ((eta_c_val(:) - eta_m_val(:)) ./ eta_m_val(:)) .* 100; sig_err_eta_val =
std(err_relativo_eta_val);

err_max_PI_iso = 0;
err_max_PI_val = 0;
err_max_eta_iso = 0;
err_max_eta_val = 0;
sum_err_PI_iso = 0;
sum_err_PI_val = 0;
sum_err_eta_iso = 0;
sum_err_eta_val = 0;
for i = 1:length(err_relativo_PI_iso)
    if abs(err_max_PI_iso) <= abs(err_relativo_PI_iso(i))
        err_max_PI_iso = err_relativo_PI_iso(i);
        Ponto_PI_iso = i;
    end
    sum_err_PI_iso = sum_err_PI_iso + err_relativo_PI_iso(i);
    if abs(err_max_PI_val) <= abs(err_relativo_PI_val(i))
        err_max_PI_val = err_relativo_PI_val(i);
        Ponto_PI_val = i;
    end
    sum_err_PI_val = sum_err_PI_val + err_relativo_PI_val(i);
    if abs(err_max_eta_iso) <= abs(err_relativo_eta_iso(i))
        err_max_eta_iso = err_relativo_eta_iso(i);
        Ponto_eta_iso = i;
    end
    sum_err_eta_iso = sum_err_eta_iso + err_relativo_eta_iso(i);
    if abs(err_max_eta_val) <= abs(err_relativo_eta_val(i))
        err_max_eta_val = err_relativo_eta_val(i);
        Ponto_eta_val = i;
    end
    sum_err_eta_val = sum_err_eta_val + err_relativo_eta_val(i);
end
vel_err_max_PI_iso = round(N_m_full(Ponto_PI_iso,8)/1000,0);
vel_err_max_PI_val = round(N_m_val(Ponto_PI_val)/1000,0);
vel_err_max_eta_iso = round(N_m_full(Ponto_eta_iso,8)/1000,0);
vel_err_max_eta_val = round(N_m_val(Ponto_eta_val)/1000,0);
```

```

err_PI_med_iso = sum_err_PI_iso ./ length(err_relativo_PI_iso);
err_PI_med_val = sum_err_PI_val ./ length(err_relativo_PI_val);
err_eta_med_iso = sum_err_eta_iso ./ length(err_relativo_eta_iso);
err_eta_med_val = sum_err_eta_val ./ length(err_relativo_eta_val);

%% Configuração do tamanho das figuras
x0=10;
y0=10;
width=1100;
height=800;
%% mapa de vazão mássica versus razão de compressão %% Mapas reprodução de isorotação

%% Configuração das incertezas

pi_iso_neg = (err_PI_med/100 - qtil * (sig_err_PI/100)) * PI_c_full;
pi_iso_pos = (err_PI_med/100 + qtil * (sig_err_PI/100)) * PI_c_full;

eta_iso_neg = (err_eta_med/100 - qtil * (sig_err_eta/100)) * eta_c_full;
eta_iso_pos = (err_eta_med/100 + qtil * (sig_err_eta/100)) * eta_c_full;

figure('Name','MAPA DO COMPRESSOR','color','white',...
       'numbertitle','off','position',[-1910 180 600 550],...
       'pointer','crosshair')
% figure
set(gcf,'position',[x0,y0,width,height])
datacursormode on
hold on
set(gca,'FontWeight','bold','FontSize',20)
axis([0, 0.1, 1, 1.15])
grid on
grid minor
mapa1 = plot(m_dot_full(:,1),PI_c_full(:,1),'kv-',m_dot_full(:,2),PI_c_full(:,2),'ko-',...
            'LineWidth',Line_Width,'MarkerSize',Marker_Size);
mapa2 = plot(m_dot_full(:,1),PI_c_mod(:,1),'rv:',m_dot_full(:,2),PI_c_mod(:,2),'ro-',...
            'LineWidth',Line_Width_mod,'MarkerSize',Marker_Size);
mapa3 = errorbar(m_dot_full(:,1),PI_c_full(:,1),pi_iso_neg(:,1),pi_iso_pos(:,1),'b',...
                'LineWidth',Line_Width,'LineStyle','none');
uistack(mapa3,'bottom');
uistack(mapa2,'bottom');

```

```

xlabel('$ \dot{m}_{\text{corr}}$ [kg/s]', 'Interpreter', 'latex', 'FontSize', 22);
ylabel('$ \Pi_{\text{t-t}}$ [-]', 'Interpreter', 'latex', 'FontSize', 22);
% legend([strN_med_45k(1),strN_med_45k(2)], 'Box', 'on', 'Location', 'Southwest');
% title(legend, 'Rotação [RPM]');
grid on
hold off
a = strcat(salvar_em, Ensaio, '\Validacao\ ', Modelo, '-45k_Comp_Map', ...
'-resultado_da_validacao');
saveas(gcf, a)
fprintf(' A Figura %s.fig foi criada com sucesso\n', a)
b = strcat(salvar_em, Ensaio, '\Validacao\ ', Modelo, '-45k_Comp_Map', ...
'-resultado_da_validacao');
print('-djpeg', b, '-r600')
fprintf(' A Figura %s.jpeg foi criada com sucesso\n', b)

%% Mapa de razão de compressão versus eficiência - experimental e modelado
figure('Name', 'MAPA DE EFICIENCIA DO COMPRESSOR - Experimental vs Modelado', ...
'color', 'white', 'numbertitle', 'off', 'position', [-1000 180 550 550], ...
'pointer', 'crosshair')
% figure
set(gcf, 'position', [x0, y0, width, height])
datacursormode on
hold on
set(gca, 'FontWeight', 'bold', 'FontSize', 20)
axis([1, 1.2, round(min(eta_c_full(:)) * .95, 2), 0.6])
grid on
grid minor
mapa1 = plot(PI_c_full(:,1), eta_c_full(:,1), 'kv-', PI_c_full(:,2), eta_c_full(:,2), 'ko-', ...
PI_c_full(:,3), eta_c_full(:,3), 'k*-', PI_c_full(:,4), eta_c_full(:,4), 'k^-', ...
'LineWidth', Line_Width, 'MarkerSize', Marker_Size);
hold on
mapa2 = plot(PI_c_mod(:,1), eta_c_mod(:,1), 'rv-', PI_c_mod(:,2), eta_c_mod(:,2), 'ro-', ...
PI_c_mod(:,3), eta_c_mod(:,3), 'r*-', PI_c_mod(:,4), eta_c_mod(:,4), 'r^-', ...
'LineWidth', Line_Width_mod, 'MarkerSize', Marker_Size)
mapa3 = errorbar(PI_c_full(:,1), eta_c_full(:,1), eta_iso_neg(:,1), eta_iso_pos(:,1), ...
pi_iso_neg(:,1), pi_iso_pos(:,1), 'b', 'LineWidth', Line_Width, 'LineStyle', 'none');
uistack(mapa3, 'bottom');
uistack(mapa2, 'bottom');

```

```

xlabel('$ \Pi_{t-t} $ [-]', 'Interpreter', 'latex', 'FontSize', 22);
ylabel('$ \eta_{is} $ [-]', 'Interpreter', 'latex', 'FontSize', 22);
% legend([strN_med_45k(1),strN_med_45k(2),strN_med_45k(3),strN_med_45k(4)], 'Box', ...
'on', 'Location', 'Southeast');
% title(legend, 'Rotação [RPM]');
grid on
hold off

a = strcat(salvar_em, Ensaio, '\Validacao\', Modelo, '-45k_PIEff', '-resultado_da_validacao');
saveas(gcf, a)
fprintf(' A Figura %s.fig foi criada com sucesso\n', a)
b = strcat(salvar_em, Ensaio, '\Validacao\', Modelo, '-45k_PIEff', '-resultado_da_validacao');
print('-djpeg', b, '-r600')
fprintf(' A Figura %s.jpeg foi criada com sucesso\n', b) %% Mapas pontos de validação

%% Configuração das incertezas

pi_val_neg = (err_PI_med/100 - qtil * (sig_err_PI/100)) * PI_m_val;
pi_val_pos = (err_PI_med/100 + qtil * (sig_err_PI/100)) * PI_m_val;

eta_val_neg = (err_eta_med/100 - qtil * (sig_err_eta/100)) * eta_m_val;
eta_val_pos = (err_eta_med/100 + qtil * (sig_err_eta/100)) * eta_m_val;

%% mapa de vazão mássica versus razão de compressão

figure('Name', 'MAPA DO COMPRESSOR', 'color', 'white', ...
'numbertitle', 'off', 'position', [-1910 180 600 550], ...
'pointer', 'crosshair')
% figure
set(gcf, 'position', [x0, y0, width, height])
datacursormode on
hold on
set(gca, 'FontWeight', 'bold', 'FontSize', 20)
axis([0, round(max(read_m_dot_full(:))*1.05, 2), ...
1, round(max(PI_c_full(:))*1.01, 2)])
grid on
grid minor
xlabel('$ \dot{m}_{corr} $ [kg/s]', 'Interpreter', 'latex', 'FontSize', 22);
ylabel('$ \Pi_{t-t} $ [-]', 'Interpreter', 'latex', 'FontSize', 22);
mapa1 = scatter(m_dot_m_val, PI_m_val, '+k', 'LineWidth', Line_Width, 'SizeData', Size_Data)

```

```

mapa2 = scatter(m_dot_m_val,PI_c_val,'xr','LineWidth',Line_Width,'SizeData',Size_Data)
mapa3 = plot(m_dot_full(:,2),PI_c_full(:,2),'k-',m_dot_full(:,3),PI_c_full(:,3),'k-',...
    m_dot_full(:,4),PI_c_full(:,4),'k-',m_dot_full(:,5),PI_c_full(:,5),'k-',...
    m_dot_full(:,6),PI_c_full(:,6),'k-',m_dot_full(:,7),PI_c_full(:,7),'k-',...
    m_dot_full(:,8),PI_c_full(:,8),'k-','LineWidth',Line_Width,'MarkerSize',Marker_Size)
mapa4 = errorbar(m_dot_m_val,PI_m_val,pi_val_neg,pi_val_pos,'b','LineWidth',...
    Line_Width,'LineStyle','none');
uistack(mapa4,'bottom');
uistack(mapa2,'bottom');
uistack(mapa3,'bottom');

% legend('Experimental','Modelado','Box','on','Location','Northwest');
% title(legend,'Desempenho');
grid on
hold off

a = strcat(salvar_em,Ensaio,'\Validacao\',Modelo,'-Pts_Comp_Map', ...
'-resultado_da_validacao');
saveas(gcf,a)
fprintf('A Figura %s.fig foi criada com sucesso\n', a)
b = strcat(salvar_em,Ensaio,'\Validacao\',Modelo,'-Pts_Comp_Map', ...
'-resultado_da_validacao');
print('-djpeg', b, '-r600')
fprintf('A Figura %s.jpeg foi criada com sucesso\n', b)

figure('Name','MAPA DE EFICIENCIA DO COMPRESSOR - Experimental vs Modelado', ...
'color','white','numbertitle','off','position',[-1000 180 550 550],...
'pointer','crosshair')
% figure
set(gcf,'position',[x0,y0,width,height])
datacursormode on
hold on
set(gca,'FontWeight','bold','FontSize',20)
axis([1, round(max(PI_c_full(:))*1.0,2), ...
    round(min(eta_m_val(:)) * .95,1), round(max(eta_c_full(:)) * 1.0,1)])
grid on
grid minor
mapa1 = scatter(PI_m_val,eta_m_val,'+k','LineWidth',Line_Width,'SizeData',Size_Data);
mapa2 = scatter(PI_c_val,eta_c_val,'xr','LineWidth',Line_Width,'SizeData',Size_Data);

```

```

mapa3 = plot(PI_c_full(:,2),eta_c_full(:,2),'k-',PI_c_full(:,3),eta_c_full(:,3),'k-',...
    PI_c_full(:,4),eta_c_full(:,4),'k-',PI_c_full(:,5),eta_c_full(:,5),'k-',...
    PI_c_full(:,6),eta_c_full(:,6),'k-',PI_c_full(:,7),eta_c_full(:,7),'k-',...
    PI_c_full(:,8),eta_c_full(:,8),'k-', 'LineWidth',Line_Width,'MarkerSize',Marker_Size);
mapa4 = errorbar(m_dot_m_val,PI_m_val,pi_val_neg,pi_val_pos,'b','LineWidth',...
    Line_Width,'LineStyle','none');
uistack(mapa4,'bottom');
uistack(mapa2,'bottom');
uistack(mapa3,'bottom');

hold on
xlabel('$ \Pi_{t-t} $ [-]', 'Interpreter','latex','FontSize',22);
ylabel('$ \eta_{is} $ [-]', 'Interpreter','latex','FontSize',22);
% legend([strN_med_Pts,'Experimental','Modelado'],'Box','on','Location','Southeast');
grid on
hold off

a = strcat(salvar_em,Ensaio,'\Validacao\',Modelo,'-Pts_PixEff', '-resultado_da_validacao');
saveas(gcf,a)
fprintf('A Figura %s.fig foi criada com sucesso\n', a)
b = strcat(salvar_em,Ensaio,'\Validacao\',Modelo,'-Pts_PixEff', '-resultado_da_validacao');
print('-djpeg', b, '-r600')
fprintf('A Figura %s.jpeg foi criada com sucesso\n', b)

%% Criação do relatório de Validação
% Resultados do cálculo da razão de compressão

rel_dir = strcat(salvar_em,Ensaio,'\Validacao\',Modelo,'-Resultado_da_validacao.txt');

Tempo_total_eta = '\nO modelo levou %5.4fms para determinar eta em %2u pontos de valida-
ção, ';
Tempo_med_eta = 'resultando em aproximadamente %5.4fms por ponto.';
Errmed_eta1 = '\rO erro médio observado na previsão da eficiência para a menor isorotação foi
de foi de %3.2f%%, ';
Errdes_eta1 = 'com desvio padrão de %3.2f%% ';
Errmax_eta1 = 'com erro máximo de %3.2f%%.';
Errmed_eta2 = '\rO erro médio observado na previsão no interior da área mapeada foi de foi de
%3.2f%%, ';
Errdes_eta2 = 'com desvio padrão de %3.2f%% ';
Errmax_eta2 = 'com erro máximo de %3.2f%% no ponto %2u.';

```

```

fileID = fopen(rel_dir,'a');
fprintf(fileID,Tempo_total_eta, tempo_tot_eta, length(N_full));
fprintf(fileID,Tempo_med_eta, tempo_med_eta);
fprintf(fileID,Errmed_eta1, err_eta_med_iso );
fprintf(fileID,Errdes_eta1, sig_err_eta_iso);
fprintf(fileID,Errmax_eta1, err_max_eta_iso);
fprintf(fileID,Errmed_eta2, err_eta_med_val);
fprintf(fileID,Errdes_eta2, sig_err_eta_val);
fprintf(fileID,Errmax_eta2, err_max_eta_val , Ponto_eta_val); fclose(fileID);

```

% Resultados do cálculo da eficiência

Tempo_total_eta = '\nO modelo levou %5.4fms para determinar eta em %2u pontos de validação, ';

Tempo_med_eta = 'resultando em aproximadamente %5.4fms por ponto.';

Errmed_eta1 = '\rO erro médio observado na previsão da eficiência para a menor isorotação foi de foi de %3.2f%%, ';

Errmax_eta1 = 'com erro máximo de %3.2f%%.';

Errmed_eta2 = '\rO erro médio observado na previsão no interior da área mapeada foi de foi de %3.2f%%, ';

Errmax_eta2 = 'com erro máximo de %3.2f%% no ponto %2u.';

```

fileID = fopen(rel_dir,'a');
fprintf(fileID,Tempo_total_eta, tempo_tot_eta, length(N_full));
fprintf(fileID,Tempo_med_eta, tempo_med_eta);
fprintf(fileID,Errmed_eta1, err_eta_med_iso );
fprintf(fileID,Errmax_eta1, err_max_eta_iso);
fprintf(fileID,Errmed_eta2, err_eta_med_val);
fprintf(fileID,Errmax_eta2, err_max_eta_val , Ponto_eta_val); fclose(fileID);

```

fprintf('O Relatório da validação foi criado com sucesso\n')

%%

close all

fprintf('\r\r A validação foi realizada com sucesso!')

fprintf('O Relatório da validação foi criado com sucesso\n')

%% close all fprintf('\r\r A validação foi realizada com sucesso!')

**Função para cálculo dos calores específicos, da densidade e das condições de estagnação:
fun_estag_comp.m**

%%Função para cálculo da pressão e temperatura de estagnação

function [c_p_meas, c_v_meas, T_0, p_0, rho] = fun_estag_comp(x_cp,x_cv,x_rho, L, C)

%%Calores específicos, R e gamma nos pontos de medição

j = 1;

i = 1;

c_p_meas(i,j) = x_cp(1) * (L(1+i,j) + 273.15) .^ 3 +...

x_cp(2) * (L(1+i,j) + 273.15) .^ 2 + x_cp(3) *...

(L(1+i,j) + 273.15) + x_cp(4);

c_v_meas(i,j) = x_cv(1) * (L(1+i,j) + 273.15) .^ 3 +...

x_cv(2) * (L(1+i,j) + 273.15) .^ 2 + x_cv(3) *...

(L(1+i,j) + 273.15) + x_cv(4);

R_meas(i,j) = c_p_meas(i,j) - c_v_meas(i,j);

gamma_meas(i,j) = c_p_meas(i,j) / c_v_meas(i,j);

%%Densidade do ar no ponto de medição

%rho = p / (R * T)

%rho(1,:) = pressão a montante do compressor

%rho(2,:) = pressão a jusante do compressor

%%Velocidades do escoamento no ponto

%v = m_dot / (rho * A)

%%Temperatura de estagnação

%T_0 = T * v^2 / 2(c_p)

%%Pressura de estagnação

%p_0 = p(T_0/T)^(gamma/(gamma-1))

rho(i,j) = (x_rho(1) + x_rho(2) .* L(1+i,j)) .* L(4+i,j) .^2 +...

(x_rho(3) + x_rho(4) .* L(1+i,j)) .* L(4+i,j) +...

(x_rho(5) + x_rho(6) .* L(1+i,j));

v(i,j) = L(7,j) / (rho(i,j) * C(i,j));

T_0(i,j) = (L(1+i,j) + 273.15) + (v(i,j) ^ 2 / (2000 * c_p_meas(i,j)));

p_0(i,j) = L(4+i,j) * (T_0(i,j) / ...

(L(1+i,j) + 273.15)) ^ (gamma_meas(i,j)/(gamma_meas(i,j)-1));

end

Função para cálculo da razão de compressão da modelagem J&K: fun_comp_PI.m

```

%%Modelo ajustado modelo do compressor
function [PI_comp] = fun_comp_model(c_p, c_v, T_0, rho, L, C, x_psi)

    R_meas = c_p - c_v;
    gamma_meas = c_p / c_v;
    %%Blade Speed Ratio
    %U_comp = pi/60 d_comp N_tc = (1/30)*[pi^(1/2)]*[A^(1/2)]*N_tc
    U_comp = (pi / 60 ) * (2 * sqrt(C / pi)) * L(8);
    %%MACH
    %Ma_comp = U_comp / sqrt(gamma R T_abs)
    Ma_comp = U_comp / sqrt(gamma_meas * R_meas * (L(2)+273.15));
    %%Phi
    %Phi_comp = mdot / A rho U
    Phi_comp = L(7) / (C(1) * rho * U_comp);
    %%Coeficiente de carga
    Psi_est = ((x_psi(1) + x_psi(2) * Ma_comp) * Phi_comp ^3 +...
    (x_psi(3) + x_psi(4) * Ma_comp) * Phi_comp ^2 +...
    (x_psi(5) + x_psi(6) * Ma_comp) * Phi_comp +...
    (x_psi(7) + x_psi(8) * Ma_comp));
    %Razão de compressão
    PI_comp = ((0.5 * U_comp ^ 2 * Psi_est) / (c_p(1) * T_0(1)) + 1) ^...
    ((gamma_meas) / ((gamma_meas) - 1));
end

```

Função para cálculo da eficiência da modelagem J&K: fun_comp_eta.m

```

%%Modelo ajustado modelo do compressor
function [eta_comp] = fun_comp_model(c_p, c_v, rho, L, C, x_eta)

    R_meas = c_p - c_v;
    gamma_meas = c_p / c_v;
    %%Blade Speed Ratio
    %U_comp = pi/60 d_comp N_tc = (1/30)*[pi^(1/2)]*[A^(1/2)]*N_tc
    U_comp = (pi / 60 ) * (2 * sqrt(C / pi)) * L(8);
    %%MACH
    %Ma_comp = U_comp / sqrt(gamma R T_abs)

```

```
Ma_comp = U_comp / sqrt(gamma_meas * R_meas * (L(2)+273.15));  
%%Phi  
%Phi_comp = mdot / A rho U  
Phi_comp = L(7) / (C * rho * U_comp);  
%Eficiência  
eta_comp = (x_eta(1) + x_eta(2) * Ma_comp + x_eta(3) * Ma_comp ^2) *...  
Phi_comp ^3 + (x_eta(4) + x_eta(5) * Ma_comp + x_eta(6) * Ma_comp ^2) *...  
Phi_comp ^2 + (x_eta(7) + x_eta(8) * Ma_comp + x_eta(9) * Ma_comp ^2) *...  
Phi_comp + (x_eta(10) + x_eta(11) * Ma_comp + x_eta(12) * Ma_comp ^2);  
end
```

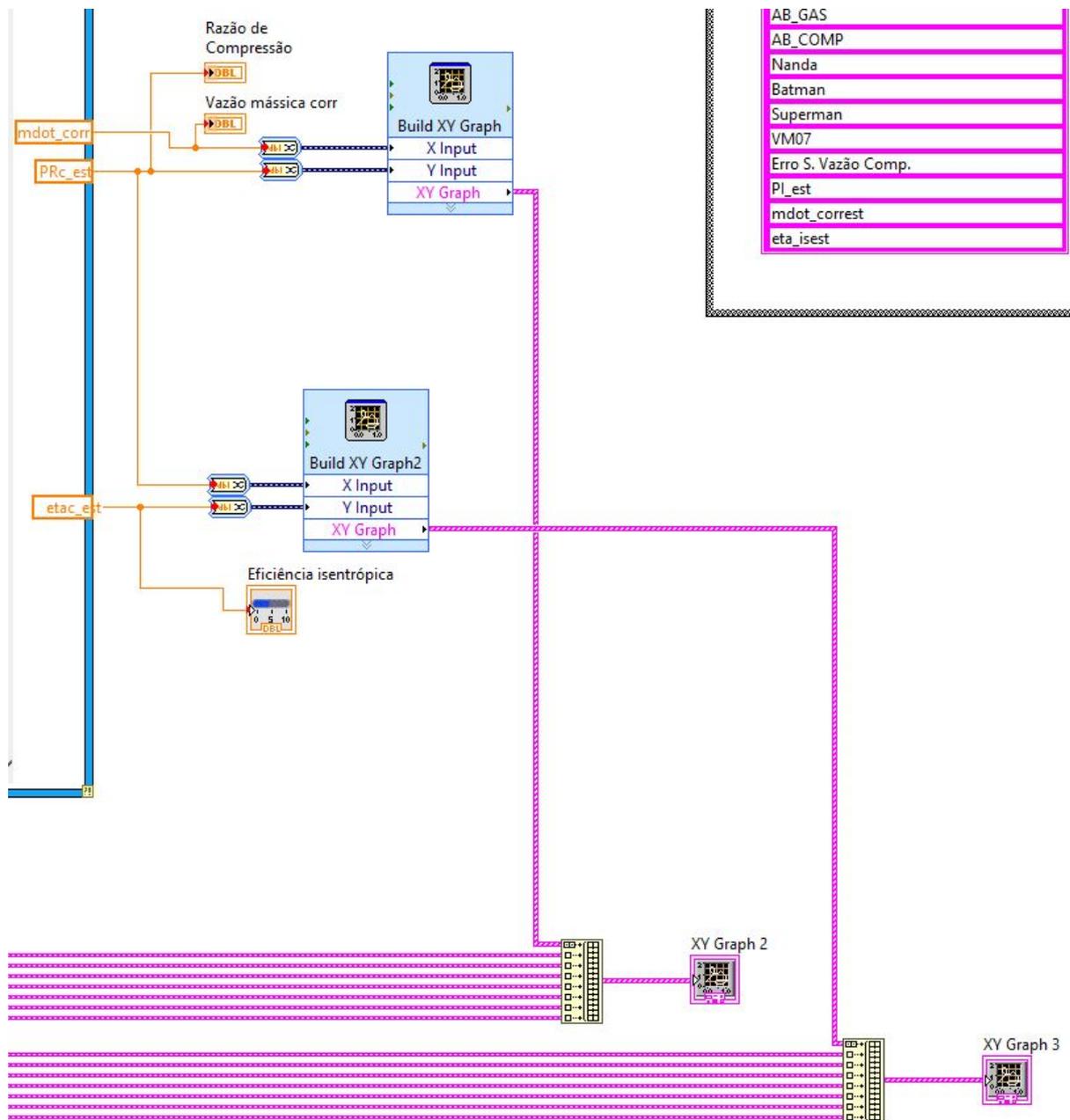

Trecho do código com os modelos matemáticos para previsão do desempenho do compressor implementados em MathScript.

```

1  %Constantes de cálculo
2
3  Tin = T1 + 273.15
4
5  Pin = P1 + Pamb
6
7  cp = cp1*(Tin^3) + cp2*(Tin^2) + cp3*Tin + cp4
8  cv = cv1*(Tin^3) + cv2*(Tin^2) + cv3*Tin + cv4
9
10 gama = cp/cv
11
12 R = cp - cv
13
14 Uc = ((pi/60)*dc*rpm)
15
16 M = Uc/sqrt(gama*R*Tin)
17
18 A = (pi*dc^2)/4
19
20 rhoin = (rho1 + rho2*T1)*Pin^2 + (rho3 + rho4*T1)*Pin + (rho5 + rho6*T1)
21
22 mdot = mdot1 * rhoin / 3600;
23
24 v = mdot/(rhoin*A)
25
26 T_0 = Tin + (v^2)/(2000*cp)
27
28 p_0 = Pin*(T_0/Tin)^(gama/(gama-1))
29
30 mdot_corr = mdot*sqrt(T_0/298.15)/(p_0/100)
31
32 %Modelo
33
34 Phic = mdot/(rhoin*(pi/4)*(dc^2)*Uc)
35
36 Psic_est = (k1+k2*M)*Phic^3 + (k3 + k4*M)*Phic^2 + (k5 + k6*M)*Phic + (k7+k8*M)
37
38 PRc_est = (((Uc^2*Psic_est)/((2*cp*T_0))+1)^(gama/(gama-1)))
39
40 etac_est = (a1+a2*M+a3*M^2)*Phic^3 + (a4 + a5*M+a6*M^2)*Phic^2 + (a7 + a8*M+a9*M^2)*Phic + (a10+a11*M+a12*M^2)

```

Trecho do código com o comando para a criação dos mapas de desempenho do compressor com os dados dos mapas de desempenho carregados na inicialização do programa e o desempenho do compressor estimado pelo compressor.



Trecho do código com o comando para armazenamento de dados experimentais e desempenho estimado para criação do relatório do experimento.

