



UNIVERSIDADE D
COIMBRA

João Eduardo de Castro Machado

**MODELAÇÃO DO PROCESSO DE
FUNCIONAMENTO DE UM SISTEMA DE
COGERAÇÃO COM TURBINA A GÁS.
MODELING OF A GAS TURBINE-BASED
COGENERATION SYSTEM**

VOLUME 1

Dissertação no âmbito do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica na Especialidade de Energia e Ambiente orientada pelo Professor Doutor José Manuel Baranda Moreira da Silva Ribeiro e Eng. António José Loureiro Governo e apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra.

Dezembro de 2020

1 2



9 0

FACULDADE DE
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE
COIMBRA

Modelação do processo de funcionamento de um sistema de cogeração com turbina a gás

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia
Mecânica na Especialidade de Energia e Ambiente

Modeling of a gas turbine-based cogeneration system

Autor

João Eduardo de Castro Machado

Orientadores

Prof. Doutor José Manuel Baranda Moreira da Silva Ribeiro

Eng. António José Loureiro Governo

Júri

Presidente	Professor Doutor Ricardo António Lopes Mendes Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra Professor Doutor José Manuel Baranda Moreira da Silva
Orientador	Ribeiro Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra Professor Doutor Gilberto Cordeiro Vaz
Vogais	Professor Coordenador do Instituto Superior de Engenharia de Coimbra

Colaboração Institucional



Galp Gas & Power
Galp Energia S.A.

Coimbra, dezembro, 2020

*“Simple can be harder than complex.
You have to work hard to get your thinking clean to make it simple. But it’s
worth it in the end because once you get there, you can move mountains.”*

Steve Jobs

Agradecimentos

O caminho até aqui não foi linear, muitos desafios se colocaram, mas felizmente tinha as pessoas certas ao meu lado, para os enfrentar e superar. A eles agradeço todo o apoio e disponibilidade que sempre demonstraram.

À minha família, pela educação e valores que sempre me inculcaram, pelo apoio e confiança em todas as etapas da minha vida.

À minha namorada, pelo apoio, compreensão e companheirismo ao longo de todo o nosso percurso académico e pessoal.

Aos meus amigos pelas partilhas e vivências que tornaram o meu percurso na Universidade de Coimbra inesquecível.

Por fim aos meus orientadores, Eng. António Governo e em particular ao Prof. Doutor José Baranda Ribeiro, pela compreensão, acompanhamento e pronta disponibilidade que sempre demonstraram e que foi, certamente, uma peça fundamental para a concretização deste trabalho.

A todos estes e muitos outros, obrigado.

Resumo

Atualmente, com a legislação mais restritiva e a maior preocupação ambiental, as empresas de *Oil & Gas* precisam, cada vez mais, de se adaptar e otimizar os seus processos por forma a garantirem que continuam a ser *players* competitivos no mercado da energia.

O presente trabalho tem como objetivo o desenvolvimento de um modelo pseudo-realista do funcionamento da central de cogeração da Galp Energia, localizada na Refinaria de Sines e que tem como principal objetivo a satisfação das necessidades térmicas associadas à refinação de produtos petrolíferos.

Esta central é constituída por duas turbinas a gás, gerando uma potência elétrica nominal de 41,0 MW cada e duas caldeiras de recuperação de energia contida nos gases de exaustão das turbinas, para produção de vapor sobreaquecido. A Instalação foi projetada para um funcionamento contínuo de 365 dias por ano e 24 horas por dia com uma disponibilidade estimada de 95%.

De acordo com os dados fornecidos pela Galp Energia, este estudo foi repartido em três fases: a obtenção de dados meteorológicos da região de Sines, o desenvolvimento de um modelo de funcionamento da turbina através de uma abordagem *bottom-up*, do mais simples para o mais complexo e por fim uma calibração com dados com os dados reais de operação do sistema, procedendo-se a uma simulação e análise dos parâmetros obtidos.

Através do modelo desenvolvido foi possível aferir as propriedades isentrópicas da turbina a gás e desenvolver o modelo pseudo-realista não isentrópico do sistema, permitindo perceber os impactos na energia térmica e elétrica produzida, provocados pela variação das condições do ar ambiente na admissão e prever potenciais soluções de otimização e redução de custos da operação.

Palavras-chave: Eficiência, Modelação, Turbina a gás, Cogeração, Refinação.

Abstract

Today, with more restrictive legislation and greater environmental concern, Oil & Gas companies increasingly need to adapt and optimize their processes to ensure that they remain competitive players in the energy market.

This work aims to develop a pseudo-realistic model for the operation of Galp Energia's cogeneration plant, located at Sines Refinery, with the main objective of meeting the thermal needs associated with the refining of oil products.

This plant consists of two gas turbines, generating a nominal electric power of 41.0 MW each and two boilers for recovering the energy contained in the exhaust gases of the turbines, to produce overheated steam. The installation is designed for continuous operation 24 hours a day and 365 days a year with an estimated availability of 95%.

According to the data provided by Galp Energia, this study was divided into three phases: obtaining meteorological data from the Sines region, developing a turbine operation model through a bottom-up approach, from the simplest to the most complex, and finally, calibrating the data with the actual operating data of the system, carrying out a simulation and analysis of the parameters obtained.

Through the developed model it was possible to measure the isentropic properties of the gas turbine and to develop the pseudo-realistic non-isentropic model of the system, allowing to perceive the impacts on the thermal and electrical energy produced, caused by the variation of the ambient air conditions at the intake of the turbine and to predict potential solutions for the optimisation and reduction of operation costs.

Keywords Efficiency, Modeling, Gas turbine, Cogeneration, Refining.

Índice

Índice de Figuras	ix
Índice de Tabelas	xi
Simbologia e Siglas	1
Simbologia.....	1
Siglas	2
1. Introdução.....	3
1.1. Motivação	3
1.2. Objetivo	5
1.3. Estrutura da Dissertação	5
2. Estado da Arte	7
2.1. Conceito	7
2.2. Tecnologias	8
2.2.1. Turbina a gás	10
2.2.2. Caldeira de recuperação de calor	12
2.2.3. Turbina a vapor.....	13
2.2.4. Ciclo combinado.....	14
2.3. Cogeração em Portugal	15
3. Metodologia.....	19
3.1. Excel in Mechanical Engineering	19
3.1.1. ME215: Thermodynamics I.....	19
3.1.2. ME305: Thermodynamics II	20
3.1.3. ME309: Heat Transfer	20
3.2. Caracterização dos dados	20
3.2.1. Sistema de cogeração.....	21
3.2.2. Dados meteorológicos	25
3.2.3. Dados de operação.....	28
4. Modelação	37
4.1. Ciclo de Brayton e Propriedades Termodinâmicas.....	37
4.1.1. Hipótese do ar-padrão.....	38
4.1.2. Temperatura ambiente	38
4.1.3. Pressão ambiente	39
4.1.4. Humidade	39
4.1.5. Razão de pressão	39
4.1.6. Temperatura à entrada da turbina	42
4.1.7. Eficiência Isentrópica	43
4.2. Modelo isentrópico do ar-padrão frio	44
4.3. Modelo isentrópico do ar-padrão	47
4.4. Modelo isentrópico com combustão isobárica adiabática da mistura ar-combustível.....	49

4.4.1.	Admissão do compressor	49
4.4.2.	Exaustão do compressor.....	50
4.4.3.	Relação ar-combustível	51
4.4.4.	Combustão isobárica adiabática	53
4.4.5.	Admissão da turbina.....	55
4.4.6.	Exaustão da turbina	55
4.4.7.	Indicadores de Performance	56
4.5.	Modelo não isentrópico com combustão isobárica adiabática da mistura ar-combustível	56
5.	Análise de Resultados	58
5.1.	Modelo isentrópico do ar-padrão frio.....	58
5.2.	Modelo isentrópico do ar-padrão.....	60
5.3.	Modelo isentrópico com combustão isobárica adiabática da mistura ar-combustível	62
5.4.	Modelo não isentrópico com combustão isobárica adiabática da mistura ar-combustível	64
5.4.1.	Variação da potência com a razão de pressões	70
5.4.2.	Variação da potência com a temperatura ambiente.....	72
5.4.3.	Variação da potência com a humidade relativa.....	73
6.	Conclusões e trabalho futuro.....	75
	Referências Bibliográficas	77
	Anexo A	79
	Anexo B.....	89

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Perdas expectáveis de uma central de cogeração versus convencional. (<i>Teymourihamzehkolaei F. & Sattari S., 2011</i>).	8
Figura 2.2. Turbina a gás em ciclo aberto (<i>IPIECA, 2014</i>).	10
Figura 2.3. Turbina a gás em ciclo fechado.....	11
Figura 2.4. Turbina a gás com caldeira de recuperação de calor.....	12
Figura 2.5. Configuração de um ciclo de <i>Rankine</i> com turbina a vapor. (<i>Çengel, A. Y., Boles, M. A. 2013</i>)	13
Figura 2.6. Diagrama de cogeração em ciclo combinado. (<i>Marchwood Power</i>)	14
Figura 2.7. Evolução temporal da potência (elétrica ou térmica) dos sistemas de cogeração instalados em Portugal desagregado por tipo de sistema. (<i>COGEN Portugal</i>)	15
Figura 2.8. Potência instalada acumulada em cogeração até 2017. (<i>COGEN Portugal</i>)	16
Figura 2.9. Tecnologias de cogeração em 2016. (<i>COGEN Portugal</i>)	17
Figura 2.10. Setores de atividade com cogeração em 2016. (<i>COGEN Portugal</i>)	17
Figura 3.1. Diagrama do modelo de cogeração implementado.	22
Figura 3.2. Localização da Estação Meteorológica e da Refinaria de Sines.	26
Figura 3.3. Variação da Temperatura e Ponto de Orvalho.	27
Figura 3.4. Variação da Humidade e Precipitação.	27
Figura 3.5. Temperatura Média à Saída do Compressor versus Temperatura Ar Ambiente.	29
Figura 3.6. Variação da Temperatura Média à Saída do Compressor.	29
Figura 3.7. Variação do consumo de Gás Natural nas Turbinas.	30
Figura 3.8. Variação da temperatura média de exaustão das Turbinas.	31
Figura 3.9. Variação da potência produzida.	32
Figura 3.10. Consumo de Gás Natural na Caldeira.	33
Figura 3.11. Temperatura e Pressão da água de alimentação.	34
Figura 3.12. Pressão e Temperatura do Vapor produzido.	34
Figura 4.1. Diagrama típico do funcionamento de uma turbina a gás em ciclo aberto.	37
Figura 4.2. Curva de correção de potência com a temperatura ambiente (<i>Petchers, 2003</i>).38	
Figura 4.3. Correlação entre altitude e potência (<i>Petchers, 2003</i>).	39

Figura 4.4. Diagramas T-s (a) e P-v (b) do ciclo de Brayton ideal (<i>Çengel, A. Y., Boles, M. A. 2013</i>).....	40
Figura 4.5. Variação da eficiência com a razão de pressão.....	41
Figura 4.6. Eficiência versus Temperatura à entrada da turbina e razão de pressão. (<i>Rahman et al., 2011</i>).....	42
Figura 4.7. Diagrama real de turbina a gás de ciclo aberto (<i>Petchers, 2003</i>).....	43
Figura 4.8. Diagrama de turbina a gás de ciclo fechado. (<i>Çengel, A. Y., Boles, M. A. 2013</i>).....	44
Figura 4.9. Diagrama de turbina a gás de ciclo aberto. (<i>Çengel, A. Y., Boles, M. A. 2013</i>)	47
Figura 4.10. Diagrama do ciclo não isentrópico. (<i>Çengel, A. Y., Boles, M. A. 2013</i>)	56
Figura 5.1. Eficiência do compressor.....	65
Figura 5.2. Eficiência da turbina.....	65
Figura 5.3. Temperaturas obtidas após compressão dos vários modelos.....	67
Figura 5.4. Temperaturas obtidas pré expansão dos vários modelos.....	68
Figura 5.5. Temperaturas de exaustão da turbina dos vários modelos.....	69
Figura 5.6. Eficiência Térmica dos vários modelos.....	69
Figura 5.7. Potência elétrica dos vários modelos.....	70
Figura 5.8. Temperaturas versus Razão de Pressões.....	71
Figura 5.9. Potência versus Razão de Pressões.....	71
Figura 5.10. Potência e Caudal Mássico versus Temperatura Ambiente.....	72
Figura 5.11. Potência e Caudal Mássico versus Temperatura Ambiente.....	73
Figura 5.12. Potência versus Humidade Relativa.....	74

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3.1. Características das turbinas a Gás (Memória descritiva Sinecogeração, Galp Energia S.A.).	23
Tabela 3.2. Características das caldeiras (Memória descritiva Sinecogeração, Galp Energia S.A.).	24
Tabela 3.3. Características dos alternadores (Memória descritiva Sinecogeração, Galp Energia S.A.).	25
Tabela 5.1. Características do ar frio de admissão ao compressor.	58
Tabela 5.2. Características do ar após compressão.	59
Tabela 5.3. Características do gás natural consumido.	59
Tabela 5.4. Características do ar frio à entrada da turbina.	59
Tabela 5.5. Características do ar após expansão.	59
Tabela 5.6. Indicadores do modelo.	60
Tabela 5.7. Características do ar após compressão.	60
Tabela 5.8. Características do ar à entrada da turbina.	61
Tabela 5.9. Características do ar à saída da turbina.	61
Tabela 5.10. Indicadores do modelo.	61
Tabela 5.11. Composição do ar ambiente típica da amostra.	62
Tabela 5.12. Características do ar após compressão.	62
Tabela 5.13. Composição média do Gás Natural.	62
Tabela 5.14. Parâmetros do processo de combustão.	63
Tabela 5.15. Características do fluido de trabalho após combustão.	63
Tabela 5.16. Características do ar à saída da turbina.	64
Tabela 5.17. Indicadores do modelo.	64
Tabela 5.18. Eficiências isentrópicas consideradas.	65
Tabela 5.19. Características do ar após compressão.	66
Tabela 5.20. Características do fluido de trabalho após combustão.	66
Tabela 5.21. Características do fluido de trabalho na exaustão da turbina.	66
Tabela 5.22. Indicadores do modelo.	67

SIMBOLOGIA E SIGLAS

Simbologia

C_p ; kJ/kg·K – Calor específico a pressão constante

C_v ; kJ/kg·K – Calor específico a volume constante

h ; kJ/kg – Entalpia

HR ; % – Humidade Relativa

\dot{m} ; kg/s – Caudal mássico

\dot{v} ; m_3/s – Caudal volúmico

P ; M – Potência

Q ; kJ/kg – Calor específico

T ; K – Temperatura

W ; kJ/kg – Trabalho específico

γ – Razão entre os calores específicos

η ; % – Eficiência

s ; kJ/kg·K – Entropia específica

r_p – Razão de pressões

p ; Pa – Pressão

y_i ; % – Fração Molar

x_i ; % – Fração Mássica

M ; kg/mol – Massa Molar

s^0 ; kJ/kg·K – Entropia Específica

ϕ – Riqueza da mistura

λ – Diluição da mistura

EA ; % – Excesso de ar

$\Delta \tilde{h}_f^0$; kJ/mol – Entalpia de Formação

Siglas

APREN – Associação Portuguesa de Energias Renováveis

AQS – Aquecimento de Águas Sanitárias

COGEN Portugal – Associação Portuguesa para a Eficiência Energética e Promoção da Cogeração

CPP – *Clean Petroleum Products*

DEM – Departamento de Engenharia Mecânica

DL – Decreto-Lei

DLE – *Dry Low Emissions*

DPP – *Dirty Petroleum Products*

EIA – *Energy Information Administration*

EUA – Estados Unidos da América

FCTUC – Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra

GE – Galp Energia

GN – Gás Natural

HR – *Heat-to-Power Ratio*

HRSG – *Heat Recovery Steam Generator*

LPG – *Liquefied Petroleum Gas*

ME – *Microsoft Excel*

NO_x – Óxido de Nitrogénio

OPEP – Organização dos Países Exportadores de Petróleo

PCI – Poder Calorífico Inferior

PCS – Poder Calorífico Superior

REN – Redes Energéticas Nacionais

RM – Refinaria de Matosinhos

RS – Refinaria de Sines

TIT – *Turbine Inlet Temperature*

USA – *United States of America*

1. INTRODUÇÃO

1.1. Motivação

Atualmente, o contexto ambiental e energético que vivemos está cada vez mais competitivo, e torna-se, a cada dia que passa, um dos principais desafios com os quais a comunidade científica se debate. Com o aumento do consumo energético e, também, das políticas de incentivo à redução do consumo de combustíveis fósseis, o contexto económico torna-se mais rígido para as empresas que produzem energia.

A partir de julho de 2014, o preço do Brent teve uma queda significativa (Teti, E. et al. 2020), resultante, em grande parte, da oferta excessiva provocada pelo contexto político da energia mundial. Com o aumento de produção das explorações dos EUA e, conseqüentemente, a não diminuição das produções da OPEP, a quantidade de crude produzido passou a ser superior à procura, levando, naturalmente, à redução no preço do barril de crude. Desde então, nunca o preço do Brent teve uma subida para os níveis históricos anteriormente referidos e, adicionalmente, viu os preços cair ainda mais.

Acompanhando esta descida, também os combustíveis viram o seu preço descer, isto coloca uma grande pressão sobre as empresas de *Oil & Gas* uma vez que a margem é reduzida a cada dia que passa. É por isso importante que se estudem os processos implementados na refinação e se encontrem soluções para melhorar a eficiência e o rendimento da produção de combustíveis a partir da energia primária de origem fóssil, por forma a melhorar as margens dos negócios, aumentar a competitividade dos preços e, acima de tudo, garantir a continuidade do negócio, assegurando uma base sólida para uma eventual transição no *mix* energético mundial.

A Galp Energia S.A. [GE] empresa de *Oil & Gas* Portuguesa com mais de 150 anos, tem a sua atividade de refinação em Matosinhos e em Sines e forneceu no ano de 2019 cerca de 16,2 milhões de toneladas de combustíveis e cerca de 4.5 GWh de eletricidade. Com quase 6400 trabalhadores, e cerca de 1000 deles afetos à operação de ambas as refinarias, torna-se premente a procura por processos melhores e mais eficazes que garantam a continuidade deste negócio e a manutenção dos postos de trabalho.

De uma forma genérica, a refinação de petróleo bruto é um processo que tira partido dos diferentes pesos, volatilidades e temperaturas de ebulição dos hidrocarbonetos para os separar, dando origem a produtos intermédios e finais. No caso da GE é produzida uma vasta gama de produtos, dos quais, LPG (Butano e Propano), CPP (Naftas, Gasolinas, Gasóleos e Jet), DPP (Fuéis, Resíduo Atmosférico e Gasóleo de Vácuo), Petroquímicos (Betumes, Parafinas e Enxofre) e Especialidades (Aromáticos, Solventes e Lubrificantes). Para a produção destes combustíveis os processos químicos das unidades processuais exigem grandes necessidades quantidades de energia térmica, por forma a sustentar os numerosos permutadores de calor instalados em todas as fases do processamento do petróleo bruto.

Na base da produção de energia térmica usada nas refinarias estão as centrais de cogeração de ciclo combinado. Nestas centrais é produzido vapor sobreaquecido a alta pressão para alimentação das unidades processuais, aproveitando, desta forma, a produção combinada de energia térmica e elétrica através do consumo de Gás Natural, tendo uma potência instalada de cerca de 80 MW de energia elétrica em cada refinaria. A alimentação de gás natural à central está interligada com a rede de gasodutos da REN, sendo, por conseguinte, um abastecimento contínuo e sem constrangimentos.

Na sequência da colaboração com a empresa, concluiu-se que a potência elétrica gerada por esta central sofria um impacto negativo associado à sazonalidade meteorológica da região de Sines. Com o aumento da temperatura ambiente a potência elétrica produzida pela central diminui cerca de 2 a 3 MW, sendo, desta forma, importante perceber qual o impacto que o controlo da temperatura de admissão do ar da turbina tem na energia elétrica e térmica produzida pela central, e, em conclusão, perceber se este problema é possível mitigar e/ou solucionar.

Em suma, o objetivo do presente trabalho é desenvolver um modelo que permita aferir com certo grau de certeza qual a dimensão do problema mencionado acima e prever os benefícios associado a uma solução. Esta motivação da empresa, aliada à oportunidade de aplicação de conhecimentos de termodinâmica lecionados, levou a que se prosseguisse com este estudo.

1.2. Objetivo

O objetivo desta dissertação é, partindo dos dados fornecidos pela empresa, desenvolver um modelo que permita nos aferir com certo grau de certeza o funcionamento do grupo de cogeração turbina-caldeira de recuperação, por forma a perceber a dimensão do problema mencionado no parágrafo anterior e, através da análise dos dados e respetivos resultados, prever os benefícios que resultariam da sua correção.

Para o desenvolvimento deste modelo será adotada uma abordagem *bottom-up*, do mais simples para o mais complexo, pela seguinte ordem: Modelo isentrópico do ar-padrão frio; Modelo isentrópico do ar-padrão; Modelo isentrópico com gases de combustão; Modelo não isentrópico com gases de combustão e Modelo da Caldeira.

1.3. Estrutura da Dissertação

No presente capítulo, temos um enquadramento do caso de estudo que estamos a analisar, bem como a motivação e objetivo para que o mesmo seja interpretado e avaliado.

No segundo capítulo será feito um enquadramento geral do estado da arte relativo aos sistemas de cogeração e ao estado desta tecnologia e sua evolução em Portugal.

No terceiro capítulo abordaremos a metodologia utilizada para o desenvolvimento do modelo deste trabalho bem como uma breve análise dos dados fornecidos pelo parceiro institucional.

No quarto capítulo, o modelo de cálculo das diferentes fases do desenvolvimento deste estudo são abordadas bem como os cálculos base à obtenção dos resultados.

No quinto capítulo são apresentados os resultados da modelação e respetiva calibração com os dados reais fornecidos, serão feitas algumas considerações e tiradas conclusões do presente estudo.

Por fim, no sexto capítulo será abordado o possível trabalho futuro por forma a completar este estudo.

2. ESTADO DA ARTE

No presente capítulo será feita uma revisão bibliográfica de forma a permitir uma melhor compreensão do estado da arte da cogeração e suas tecnologias, diferentes processos e aplicações. Por fim será feito um enquadramento da evolução da cogeração em Portugal.

2.1. Conceito

A cogeração descreve-se como o processo, de entre os vários ciclos de potência, em que ocorre produção de energia térmica e elétrica através da queima de um combustível, seja ele de origem fóssil, fuelóleo ou gás natural, ou de natureza renovável, como é o caso da biomassa. Adicionalmente, pode incluir-se produção de energia mecânica, maioritariamente transformada em energia elétrica a posteriori.

Nas centrais térmicas convencionais o calor contido nos gases de exaustão da turbina ou no vapor produzido são desperdiçados. Pelo contrário, numa central de cogeração uma parte deste calor é reaproveitado, calor útil, para produzir mais eletricidade ou para ser consumido diretamente em processos industriais ou em sistemas de Aquecimento de Águas Sanitárias (AQS), sistemas de climatização de espaços, sob a forma de ar quente, vapor de água, água quente ou ainda utilizado em *chillers* de absorção para produção de água fria (denominado trigerção), reduzindo as perdas globais do sistema e, por conseguinte, aumentando o rendimento global do sistema.

Sabe-se que nos processos convencionais de transformação da energia fóssil em energia elétrica a maior parte da energia contida no combustível é transformada em calor e perdida para o meio ambiente, sendo por isso de elevada importância ter em conta o objetivo final da aplicação de uma central termoelétrica e de qual processo a adotar. Centrais de cogeração só devem ser aplicadas em locais onde haja um *outlet* conhecido para a energia térmica produzida, sendo as principais indústrias consumidoras de cogeração a refinação, petroquímica e química, pasta e papel, cerâmica, têxtil e alimentar, por outro lado podemos ainda encontrar cogeração em espaços comerciais e serviços para climatização centralizada.

Decorrente desta dependência na energia térmica, é boa prática dimensionar a unidade cogeneradora de acordo com as necessidades térmicas do sistema a aprovisionar. Este pressuposto parte do facto de não potenciar o desperdício de energia e diminuição do rendimento e eficiência dos processos, de tal forma que é comum encontrar ciclos de cogeração com eficiências de processo a alcançar valores de 70-90%. Na Figura 2.1 podemos observar a diferença de perdas expectáveis entre um processo convencional e uma cogeração:

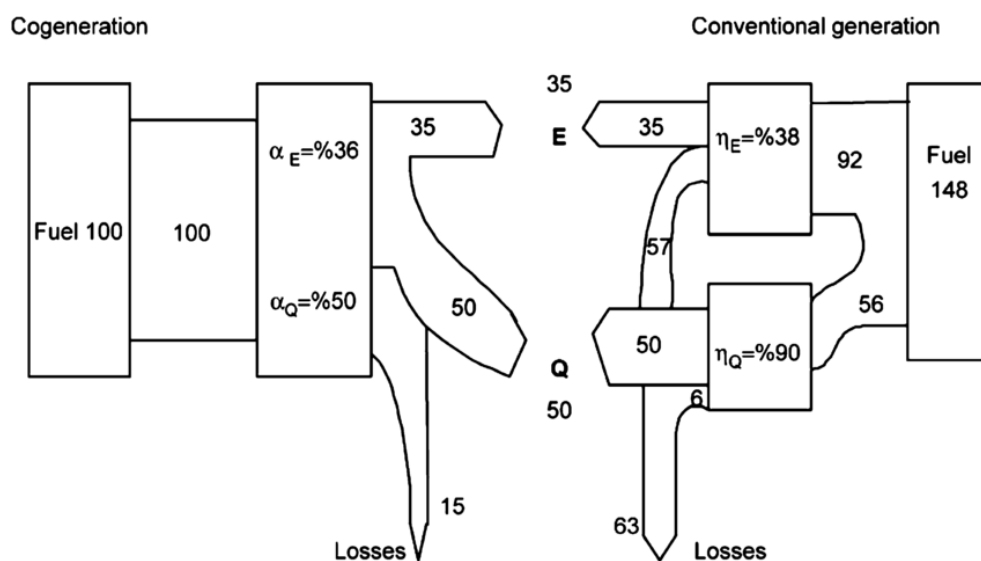


Figura 2.1. Perdas expectáveis de uma central de cogeração versus convencional. (Teymourihamzehkolaei F. & Sattari S., 2011).

2.2. Tecnologias

Temos atualmente em serviço diversos sistemas de cogeração que se diferenciam entre si pelo tipo de máquina térmica e combustível utilizado. Pode encontrar-se nas grandes centrais convencionais o processo vulgarmente baseado num ciclo de *Rankine*, utilizando-se água como fluído de trabalho. No entanto, tem-se também a utilização de turbinas gás e motores, as quais utilizam um gás como fluído de trabalho. Nestes, sejam baseados num ciclo de *Brayton*, *Diesel* ou *Otto*, ao longo do processo, pode observar-se uma mistura entre o ar de insuflação da máquina e o combustível introduzido, produzindo uma mistura ar-combustível de onde resultam, após a combustão os produtos da combustão. Decorrente

desta mistura os processos de cogeração têm na sua base uma combustão interna ao invés dos processos convencionais em que a combustão é externa.

É ainda relevante mencionar que os sistemas de cogeração estão divididos em dois tipos: os *topping cycles* e os *bottoming cycles*. O primeiro tipo é caracterizado por, primeiramente, a produção de energia elétrica numa turbina a gás, motor alternativo, ciclos combinados ou geradores de vapor, sendo a energia térmica recuperada dos gases de exaustão produzidos no primeiro processo. No caso do segundo tipo a cogeração é aplicada na exaustão de gases de um processo industrial para produção de energia elétrica e/ou térmica, como é o caso das caldeiras de recuperação.

Tal como já referido previamente, um dos maiores benefícios das centrais de cogeração é a elevada eficiência do sistema devido ao melhor aproveitamento térmico das mesmas, fator muito relevante económica e ambientalmente uma vez que permite obter a mesma quantidade de energia final (elétrica/térmica) consumindo menor quantidade de matéria prima, face às centrais convencionais. Esta poupança coloca-se como preponderante, especialmente, em países importadores de energia primária (combustíveis fósseis), como é o caso de Portugal.

Adicionalmente ao ponto de vista funcional e económico, a cogeração representa também um passo importante no futuro ambiental do planeta, uma vez que é caracterizada por uma menor taxa de emissão de gases de efeito estufa. Face aos processos convencionais podemos ver uma redução percentual de emissões na ordem dos 12.5%-30%, potenciada pela recente adoção do gás natural como combustível face ao fuelóleo. Podemos ainda observar o caso das cogerações com combustão de base renovável representando um passo ainda maior no caminho da descarbonização e um incentivo ao cumprimento das regras ambientais que nos são impostas.

No entanto, a cogeração não tem apenas pontos positivos havendo por isso necessidade de se evidenciar alguns pontos pertinentes à total caracterização deste processo. Desta forma, algumas das desvantagens da cogeração, suportada em turbinas a gás, são os rendimentos mais reduzidos em operação com carga parcial inviabilizando a sua utilização e a grande sensibilidade à temperatura do ar insuflado, maior temperatura do ar implica menor potência produzida.

Do ponto de vista económico, uma vez que as centrais de cogeração são caracterizadas por uma menor dimensão face às convencionais o seu custo de instalação,

custos fixos de operação e de manutenção podem não se apresentar como competitivos nos casos de unidades de menor dimensão. Adicionalmente ao ponto referido, menor dimensão significa também um menor consumo de combustível podendo isto ter um impacto negativo na capacidade de negociação de *pricing* para fornecimento de menores quantidades. Por fim, outro ponto que tanto é positivo como negativo é a energia térmica gerada. Uma vez que a aplicação de centrais de cogeração é indicada em locais com grande procura de energia térmica, não é um processo atrativo para qualquer tipo de aplicação podendo por isso ser descartado face a outras opções.

2.2.1. Turbina a gás

As turbinas a gás são o elemento com maior aplicação nos sistemas de cogeração de médias e altas potências dos últimos anos devido as vários fatores, dos quais se salienta, a sua simples e barata manutenção, quando comparadas com outros tipos. Outras características que as distinguem são o seu menor impacto ambiental face a turbinas a *Diesel*, a produção de calor de elevada qualidade, o rendimento global ímpar e por fim a flexibilidade em termos de combustível empregue. De referir que podemos encontrar turbinas alimentadas a vários tipos de combustíveis tais como o gasóleo, o fuelóleo, o gás natural, o metano, o biogás, entre outros. É importante ainda referir que este tipo de turbina de combustão interna tem como ciclo ideal o ciclo de *Brayton*.

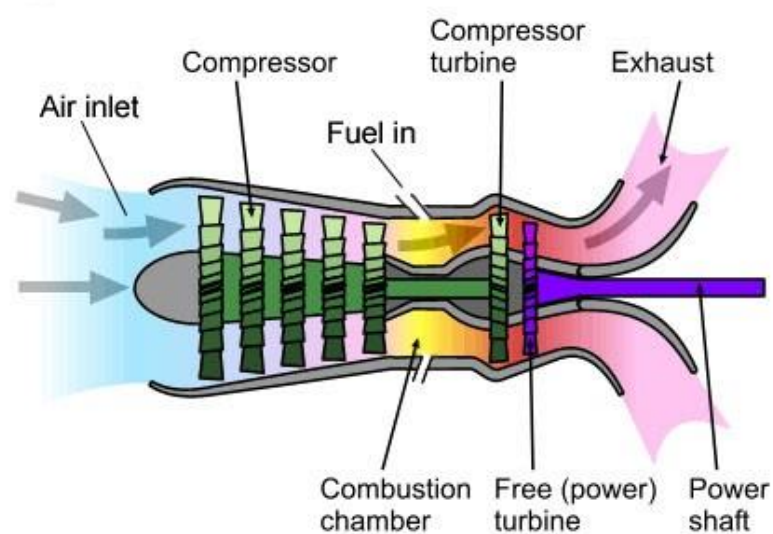


Figura 2.2. Turbina a gás em ciclo aberto (IPIECA, 2014).

O ciclo de *Brayton* foi proposto por *George Brayton* em 1870 para utilização num motor alternativo desenvolvido pelo próprio. É utilizado atualmente em turbinas a gás em operação de ciclo aberto no qual o ar fresco, em condições do meio ambiente, é admitido no compressor e sofre compressão, em seguida entra na câmara de combustão onde é misturado com o combustível, este que é queimado a pressão constante. De seguida, o fluido de trabalho (produtos da combustão) a alta temperatura entra numa turbina e sofre expansão até à pressão atmosférica, produzindo energia sob a forma de trabalho. Por fim os gases resultantes sofrem exaustão do sistema, razão pela qual apelidamos de ciclo aberto, na Figura 2.2 podemos observar os passos referidos anteriormente.

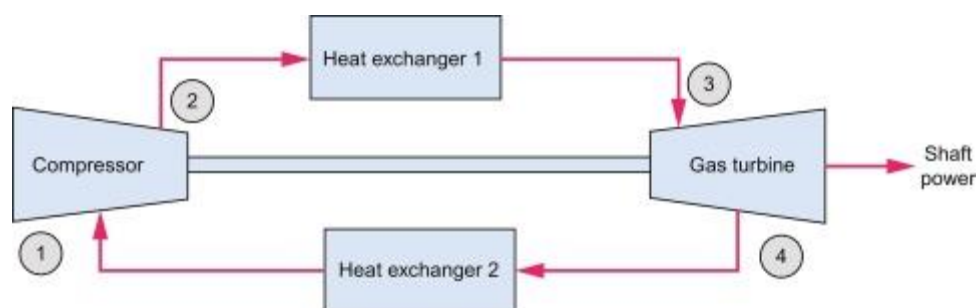


Figura 2.3. Turbina a gás em ciclo fechado (Adefarati T., Bansal R.C., 2019).

O ciclo de Brayton de uma turbina a gás pode também ser modelado como um ciclo fechado, utilizando a hipótese do ar-padrão, tal como podemos observar na Figura 2.3.

Em relação ao processo de ciclo aberto, tanto o processo de compressão e de expansão mantém-se, no entanto, o processo de combustão (de 2 para 3) passa a ser constituído por um fornecimento de calor a pressão constante de uma fonte externa, não havendo dessa forma mistura ar-combustível e mantendo-se o fluido de trabalho como ar ainda que com condições de temperatura e de pressão diferentes. Outra alteração face ao ciclo aberto é no momento de exaustão dos gases que, no ciclo fechado, não existe e é substituído por um processo de saída de calor a pressão constante para o ar ambiente (de 4 para 1) sendo em seguida direcionado de novo para o compressor de forma a reiniciar o processo.

O trabalho útil do sistema, tanto em ciclo aberto como fechado, pode ser obtido pela diferença entre o trabalho empregue no compressor para comprimir o fluido e o trabalho resultante do processo de expansão realizada na turbina. Tal como já referido anteriormente,

os gases de exaustão obtidos deste processo estão a altas temperaturas, pelo que podem ser reaproveitados para aquecimento de água ou produção de vapor, aumentando o aproveitamento energético do sistema e o rendimento global do sistema.

2.2.2. Caldeira de recuperação de calor

Heat Recovery Steam Generator (HRSG) é o nome dado ao processo demonstrado, resultante da combinação de uma turbina a gás, baseada em ciclo de *Brayton*, com uma caldeira de recuperação de calor para produção de vapor de alta pressão que tanto pode ser usada posteriormente num processo industrial (cogeração) ou utilizado numa turbina a vapor (ciclo combinado). Nas centrais de cogeração com turbina a gás é recorrente encontrarmos soluções de aproveitamento dos gases de escape, tal como o da Figura 2.4.

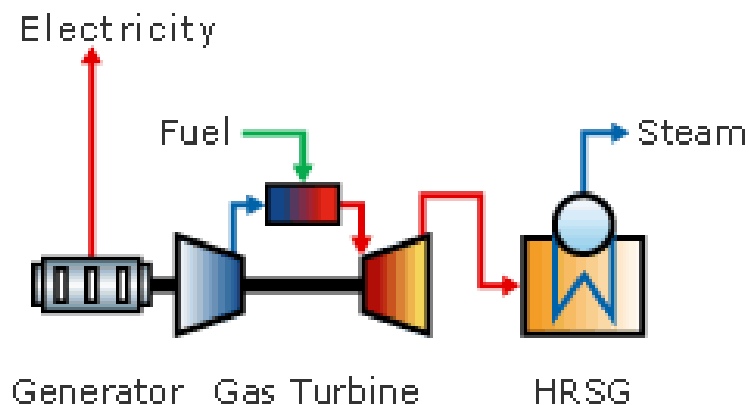


Figura 2.4. Turbina a gás com caldeira de recuperação de calor (IHI Power Systems Co.).

Sendo o principal objetivo de um HRSG o aproveitamento da energia contida nos gases de exaustão da turbina a gás, a chave principal na modelação e dimensionamento da caldeira de recuperação é a maximização do aproveitamento do calor contido nos gases, de forma a gerar vapor na menor área de transferência possível, melhorando assim a eficiência do processo e tornando-o economicamente viável. A correta aplicação da turbina a gás e caldeira de recuperação de calor, coloca este processo de cogeração num nível de eficiência de 75-85 %.

2.2.3. Turbina a vapor

As turbinas a vapor são o processo, dentro da geração de potência, mais antigo e estabelecido. São um dos elementos principais do ciclo de *Rankine*, sendo vulgarmente utilizadas nas centrais termoelétrica convencionais e nas centrais de ciclo combinado, devido ao facto de ser um modelo mais flexível e que permite aplicação em diversas operações e com uma produção de energia bastante económica. Na Figura 2.5 podemos observar um diagrama típico da aplicação de uma turbina a vapor.

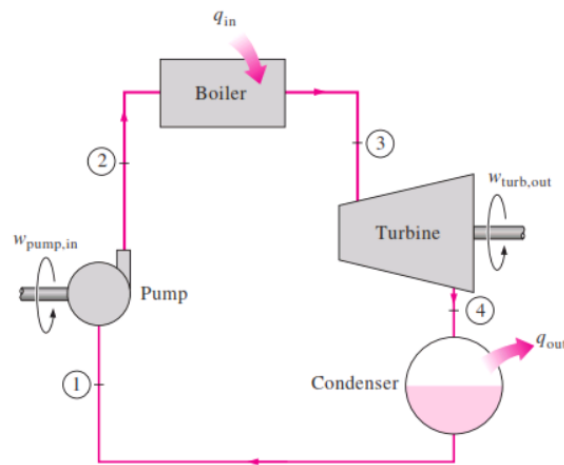


Figura 2.5. Configuração de um ciclo de *Rankine* com turbina a vapor. (Çengel, A. Y., Boles, M. A. 2013)

Os sistemas de produção de energia baseados no ciclo de Rankine incluem uma turbina a vapor, um condensador, uma bomba de água e uma caldeira. Para começar o ciclo, o vapor produzido na caldeira sofre uma expansão adiabática na turbina (de 3 para 4) reduzindo a sua pressão e produzindo trabalho que, posteriormente, é transformado em energia eléctrica num alternador. Saindo da turbina o vapor entra num condensador onde passa ao estado líquido sendo este pressurizado pela bomba de água à pressão necessária para operação na caldeira onde, por queima de um combustível ou recuperação de calor de gases de exaustão de outro processo, a água é transformada em vapor saturado de alta pressão.

Nas aplicações industriais, é também usual encontrarmos situações em que o fluido de exaustão da turbina não vai para um condensador, mas é utilizado diretamente num processo industrial para consumo ou para aproveitamento do calor potencialmente desperdiçado. O processo descrito na Figura 2.5 deixa de ser então frequentemente utilizado uma vez que é centrado na produção de electricidade ao invés do fornecimento de vapor.

Em suma, este processo caracteriza-se de acordo com os seguintes parâmetros. É uma aplicação de elevada fiabilidade, rondando os 95%, disponibilidade considerável podendo ter uma vida útil extensa compreendido habitualmente entre os 25-35 anos. Por fim importa mencionar que quando aplicado em sistemas de cogeração contribuem para um rendimento global de 60-85 %. No entanto, não podemos deixar de referir que este tipo de aplicação tem um custo de investimento inicial elevado face ao rendimento elétrico obtido podendo não ser economicamente viável em algumas aplicações.

2.2.4. Ciclo combinado

Um ciclo combinado pode ser caracterizado pela adaptação de um ciclo de Rankine com turbina a vapor na caldeira de recuperação de gases. A Figura 2.6 representa este tipo de ciclos.

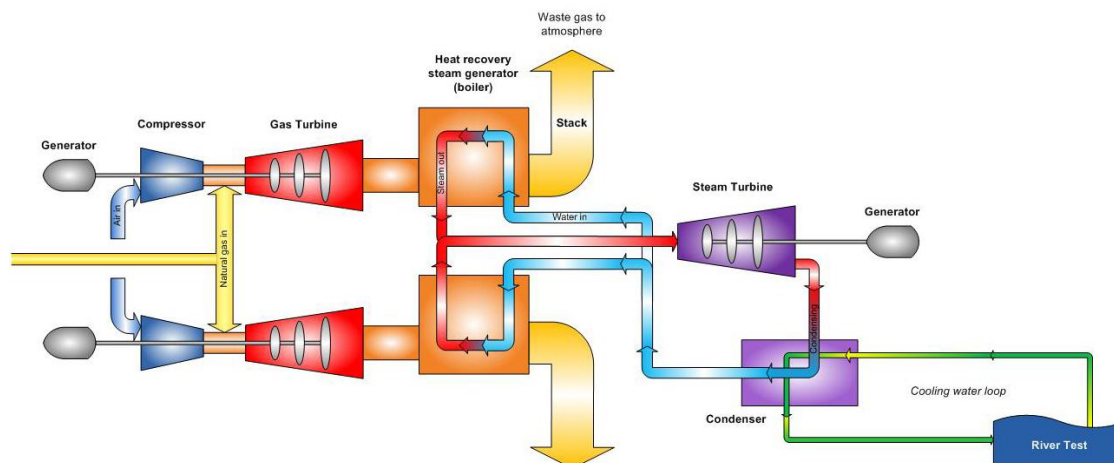


Figura 2.6. Diagrama de cogeração em ciclo combinado. (Marchwood Power)

De acordo com o observado na Figura 2.6, o ciclo combinado pode resultar da produção de energia elétrica e térmica num ciclo de *Brayton* de uma turbina a gás onde são produzidos gases de exaustão com temperaturas da ordem dos 450-550°C, estes reaproveitados numa caldeira de recuperação de calor para produção de uma linha de vapor saturado de alta pressão que vai alimentar um ciclo de *Rankine* de uma turbina a vapor para produção de energia elétrica.

Este ciclo oferece uma versatilidade tal que pode ser aplicado em situações de aproveitamento exclusivo de calor para energia elétrica (produzido pela turbina a vapor) ou pode simultaneamente alimentado o vapor sobreaquecido a elementos industriais com

necessidades térmicas através da utilização de extratores de vapor, maximizando desta forma o aproveitamento de energia térmica e elétrica e minimizando as perdas totais do sistema.

2.3. Cogeração em Portugal

Desde a primeira metade do século XX que tem vindo a ser instaladas as primeiras cogerações, baseadas em caldeiras com combustão de fuelóleo ou biomassa e motores a vapor em unidades industriais com consumos muito específicos de calor. Anos mais tarde as máquinas de vapor viriam a ser substituídas por turbinas de contrapressão.

Em 27 de maio de 1988 foi publicado o DL n.º. 189/88 que estipula um novo regime aplicável ao pequeno produtor de eletricidade a partir de combustíveis renováveis e à produção combinada de eletricidade e calor, definindo a cogeração como “qualquer tipo de produção combinada de calor e energia elétrica, incluindo o aproveitamento de efluentes térmicos, que seja parte integrante da instalação cuja atividade principal não seja a produção de energia elétrica”. Este decreto-lei vem incentivar a autoprodução de energia elétrica e viabilizou-se a colocação na rede elétrica nacional os excedentes de energia elétrica resultantes desta autoprodução. Estas políticas incentivaram e representaram uma ferramenta impulsionadora desta tecnologia e que levou, nos anos que se seguiram, a que cada vez mais indústrias iniciassem processos de aplicação de centrais de cogeração começando-se a observar o aparecimento dos primeiros com utilização de motores a Diesel consumindo Fuel. Como se pode observar na Figura 2.7, ao longo das décadas a base da cogeração em Portugal foi-se adaptando até ao *mix* energético dos dias de hoje.

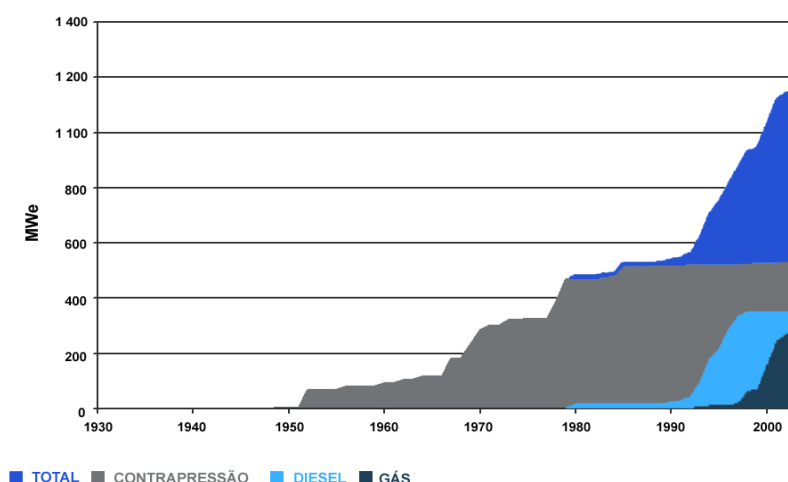


Figura 2.7. Evolução temporal da potência (elétrica ou térmica) dos sistemas de cogeração instalados em Portugal desagregado por tipo de sistema. (COGEN Portugal)

Na década de 90 e em virtude do DL n.º 186/95, de 27 de julho de 1995 e do DL n.º 538/99, de 13 de dezembro de 1999, a cogeração passa a ser inequivocamente uma tecnologia de reconhecida eficiência e de grande viabilidade técnica e económica. Com a introdução do Gás Natural em Portugal no ano de 1997, também este novo combustível viu a sua aplicação com um crescimento exponencial pelo facto de várias centrais já estabelecidas, devido às primeiras imposições da regulamentação ambiental das emissões, terem sido transformadas de fuelóleo a gás natural, e até convertidas em ciclos combinados para aumento da eficiência e rendimento global. Foi neste momento que também se começa a verificar o aparecimento dos primeiros motores *Otto* e turbinas a gás, até então impossíveis de aplicar. A partir de 2001 e com a publicação do DL n.º. 312/2001 a cogeração em Portugal passa a ter um enquadramento legal adequado, com uma estrutura de remuneração e que reconhece os benefícios energéticos e ambientais desta tecnologia.

A partir de 2013, com a chegada ao fim dos prazos previstos no regime remuneratório e entrando no novo enquadramento tarifário, alcançamos um ponto de viragem com o encerrar de diversas centrais por falta de viabilidade económica, panorama agravado em 2015 com a imposição de novos constrangimentos ao setor condicionando ainda mais a viabilidade de diversos projetos. Como é observável na Figura 2.8, a potência instalada em Portugal chegou a um máximo no ano de 2013 e desde então tem vindo a decrescer.

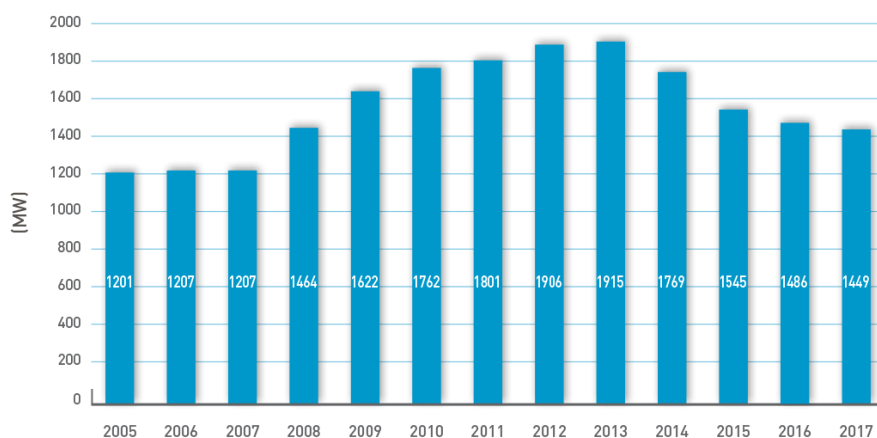


Figura 2.8. Potência instalada em cogeração até 2017. (COGEN Portugal)

Atualmente, e como é possível observar na Figura 2.9, a maioria da potência de cogeração instalada em 2016 está associada a turbinas a gás natural e observa-se uma

presença poupo pronunciada ou quase nula dos sistemas pioneiros e que impulsionaram este setor da energia.

Por fim é importante referir que cada vez mais se vê uma preocupação e procura pelos combustíveis renováveis e, neste caso, uma parcela bastante representativa de Biomassa como fonte de energia primária a estes processos e que, aos poucos, vai retirando quota ao combustível predominante, o gás natural.

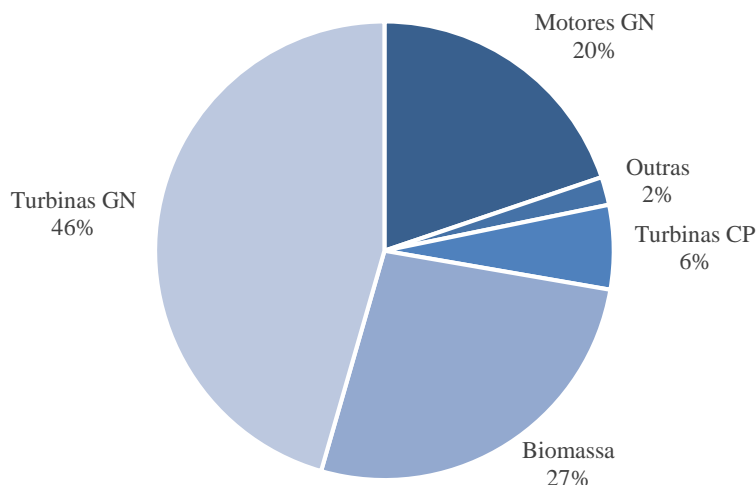


Figura 2.9. Tecnologias de cogeração em 2016. (COGEN Portugal)

É ainda importante perceber que além das grandes indústrias consumidoras de energia térmica como é o caso da Petroquímica, Têxtil e Papel também outras áreas utilizam esta tecnologia e, apesar de uma pequena quota, representam em conjunto uma parcela considerável da potência instalada em Portugal.

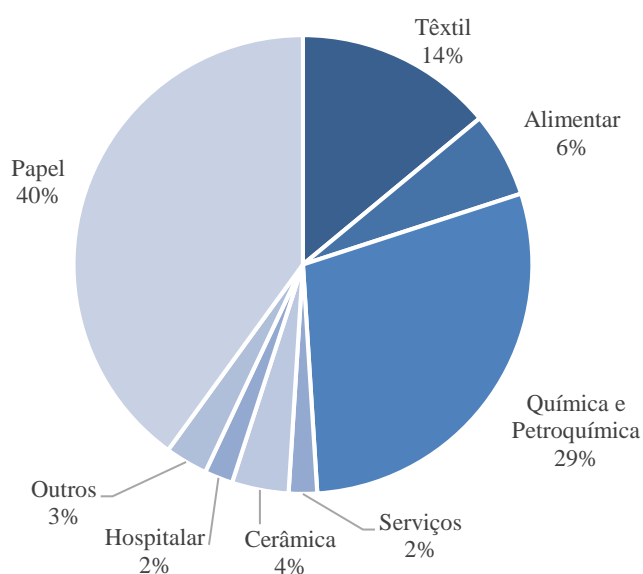


Figura 2.10. Setores de atividade com cogeração em 2016. (COGEN Portugal)

3. METODOLOGIA

De acordo com solicitação do parceiro institucional, é um requisito que o presente trabalho seja realizado usando o *Microsoft Excel* (ME) como base dos cálculos e análise paramétricas. De notar que, estando presente uma modelação de um sistema de cogeração e, por conseguinte, todos os cálculos termodinâmicos por detrás deste modelo, existem outros softwares mais indicados para a aplicação neste estudo, como é o caso do *Aspen Plus*. No entanto e tendo em conta este pressuposto, optou-se por manter a base em ME e utilizou-se como base aos cálculos de combustão e análises psicrométricas uma ferramenta, add-in de ME, produzida pela *University of Alabama*, USA, e financiada pela *National Science Foundation* apelidada “*Excel in Mechanical Engineering*”.

3.1. Excel in Mechanical Engineering

Produzida por Dr. Keith Woodbury, e outros colaboradores da Universidade de Alabama, este *add-in* tem como objetivo o desenvolvimento de um pacote de ferramentas organizacionais e computacionais para ser usada em aplicações que impliquem a utilização de conceitos de termodinâmica e transmissão de calor, em processos baseados em ME devido à ampla utilização desde software tanto em contexto académico como profissional, removendo, dessa forma, a barreira que existe nas metodologias usadas nesses dois campos.

Consegue-se, portanto, perceber o papel fundamental que esta ferramenta tem na elaboração no nosso estudo e a flexibilidade que nos permite ter para adaptação às necessidades do parceiro. Em seguida observaremos com maior pormenor os módulos constituintes desta ferramenta.

3.1.1. ME215: Thermodynamics I

Neste primeiro módulo começam por implementar os conceitos básicos e propriedades de substâncias puras e gases ideais. Tendo em conta este pressuposto, utilizando este módulo, podemos modelar diversas temáticas, tais como:

- a) Calor, Trabalho e 1ª Lei da Termodinâmica;

- b) Motores, *chillers*, bombas de calor, 2ª Lei da Termodinâmica e ciclos de Carnot;
- c) Entropia, processos e eficiência isentrópicos.

3.1.2. ME305: Thermodynamics II

Já neste segundo módulo, tratam temas relacionados com termodinâmica aplicada, tal que podemos ver aplicados conceitos relacionados com ciclos de potência e refrigeração. Para tal são abordados os seguintes temas:

- a) Misturas de gases e gás-vapor;
- b) Propriedades psicrométricas do ar;
- c) Reações químicas e equilíbrio de fases;
- d) Escoamento de fluídos compressíveis.

3.1.3. ME309: Heat Transfer

Por fim, no último módulo e agora relacionado com transmissão de calor, este contém aplicações e conceitos fundamentais para conceitos enunciados em seguida:

- a) Propriedades Ar e Água;
- b) Condução de calor constante uni e bidimensional;
- c) Condução transiente unidimensional;
- d) Conceitos de convecção e de camada limite;
- e) Fluxo externo e escoamento sobre placas, cilindros e feixes de tubos
- f) Conceitos de radiação, trocas entre superfícies de corpos negros e superfícies cinzentas.

3.2. Caracterização dos dados

Este estudo deparou-se com um primeiro desafio à sua realização na questão relacionada com os dados e propriedades do sistema a modelar, o qual reformulou a forma de avaliar o caso de estudo e obrigou à realização de alguns passos intermédios, que permitiram a boa caracterização do funcionamento da central de cogeração.

Os dados fornecidos pelo parceiro institucional eram do cariz operacional e relacionados intrinsecamente com as propriedades locais para um determinado período (data e hora), este facto levou a que, e de forma a podermos encontrar um modelo que melhor se

aproxime das propriedades reais de rendimento e eficiência do sistema, tivéssemos que adotar um método de engenharia inversa para encontrar valores médios típicos de propriedades-chaves do sistema.

Iremos, desta forma, demonstrar e caracterizar no presente capítulo os dados base à realização deste estudo bem como o método de obtenção de alguns dados adicionais.

3.2.1. Sistema de cogeração

O sistema de cogeração do nosso caso de estudo, está localizado em Sines, mais propriamente dentro das instalações da Refinaria de Sines da Galp Energia S.A.

Esta central foi implementada com o objetivo de fornecer energia térmica às unidades processuais da refinação, sob a forma de vapor sobreaquecido de alta pressão às condições de pressão de 81,5 bar(a) e de temperatura de 520°C, beneficiando simultaneamente da produção combinada de energia elétrica e tendo por base um consumo de gás natural numa turbina. Este processo veio substituir os anteriores processos de produção de vapor, assentes em caldeiras convencionais alimentadas a Resíduo Processual Combustível (RPC), tornando este sistema mais eficiente e diminuindo o seu impacto ambiental, permitindo à Refinaria de Sines cumprir com os objetivos de redução de emissões impostos no âmbito do Plano Nacional de Redução das Emissões (PNRE) das Grandes Instalações de Combustão (GIC).

De um modo global, este sistema de cogeração é composto por dois grupos geradores, constituídos pela associação de duas turbinas a gás natural acopladas a alternadores trifásicos síncronos para produção de potência elétrica e por duas caldeiras de recuperação de energia contida nos gases de exaustão das turbinas, para produção de vapor sobreaquecido. Esta instalação está projetada para um funcionamento contínuo, 365 dias por ano e 24 horas por dia, e com uma disponibilidade estimada de 95%.

Em termos de esquematização e discretização deste sistema, bem identificação e localização dos dados fornecidos pela empresa para desenvolvimento deste estudo pode considerar-se o diagrama representado na Figura 3.1, no qual estão enumerados de 1 a 8 e através dos quais podemos caracterizar operacionalmente a totalidade da central.

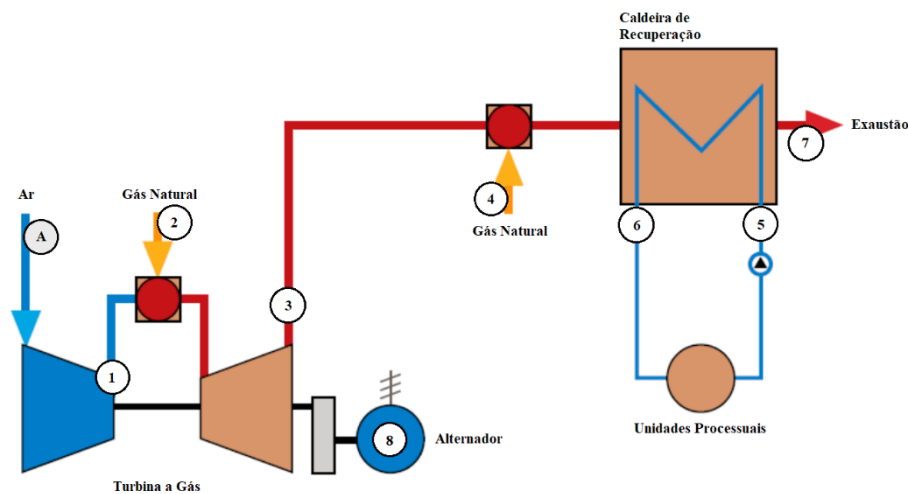


Figura 3.1. Diagrama do modelo de cogeração implementado.

- 1) Temperatura média horária à saída do compressor em Celsius (°C);
- 2) Consumo de Gás Natural em volume $m^3(n)$;
- 3) Temperatura média horária de exaustão da turbina em Celsius (°C);
- 4) Consumo de Gás Natural em volume $m^3(n)$;
- 5) Propriedades da água de alimentação:
 - a. Temperatura média horária em Celsius (°C);
 - b. Pressão média horária em bar(a);
- 6) Propriedades do vapor sobreaquecido:
 - a. Temperatura média horária em Celsius (°C);
 - b. Pressão média horária em bar(a);
- 7) Temperatura média horária dos gases de exaustão da caldeira Celsius (°C);
- 8) Potência elétrica produzida em MW.

Relativamente aos componentes principais da central como a turbina, caldeira, alternador e fonte de combustível, podemos detalhar mais informações sobre os mesmos nos parágrafos seguintes.

3.2.1.1. Turbina a gás

As turbinas a gás instaladas são *General Electric Fr6B DLE* funcionando a gás natural e acopladas a alternadores trifásicos síncronos, 11 500 V, 50 Hz, através de caixas redutoras e instaladas dentro de uma canópia acusticamente isolada, e capazes de uma gerar

uma potência unitária em funcionamento contínuo de 41 000 kW_e . Podemos ver na Tabela 3.1 as principais características destas turbinas:

Tabela 3.1. Características das turbinas a Gás (Memória descritiva Sinecogeração, Galp Energia S.A.).

Marca	<i>General Electric</i>
Modelo	<i>Frame 6B DLE</i>
Tipo	Industrial
Tipo de Compressor	Axial
Número de andares do compressor	17
Razão de pressão	12,2
Caudal de Gases	147 kg/s
Consumo Específico	11 285,3 kJ/kWh
Temperatura de Saída de Gases	550 °C
Produção elétrica nominal	41,0 MW
Número de andares da turbina	3
Velocidade nominal	5 163 rpm
Tipo de câmara de combustão	<i>Canted Combustion Chambers</i>
Número de queimadores	10

Podemos ainda identificar os componentes principais de cada turbina:

- a) Compressor;
- b) Câmaras de combustão para baixas emissões;
- c) Turbina de potência;
- d) Sistema de arranque e virador;
- e) Engrenagens e acoplamentos;
- f) Sistema de alimentação de ar incluindo: Condução de ar e silenciador, Filtro estático e Sistema de limpeza “jet-pulse”;
- g) Sistema de alimentação de combustível;
- h) Sistema de ignição;
- i) Câmara de evacuação de gases;
- j) Sistema de óleo de lubrificação da turbina e alternador;
- k) Sistema de deteção de gases;

- l) Sistema de medida de vibração das chumaceiras;
- m) Regulador da turbina.

3.2.1.2. Caldeira de recuperação

As caldeiras de recuperação de calor dos gases de exaustão da turbina instaladas são duas caldeiras *Foster Wheeler* horizontais, de circulação natural e com apenas um nível de pressão. Estas são equipadas com um sistema suplementar utilizando gás natural, para a produção do vapor sobreaquecido. Podemos ver na Tabela 3.2 as principais características destas caldeiras:

Tabela 3.2. Características das caldeiras (Memória descritiva Sinecogeração, Galp Energia S.A.).

Marca	Foster Wheeler
Pressão de vapor sobreaquecido	80,5 bar(a)
Temperatura de vapor sobreaquecido	520 °C
Caudal nominal de vapor	110 ton/h
Caudal máximo de vapor	125 ton/h

Podemos ainda identificar os componentes principais de cada caldeira:

- a) Economizadores;
- b) Evaporador de alta pressão com barrilete;
- c) Sobreaquecedor de alta pressão com sistema de dessobreaquecimento;
- d) Sistema de água de dessobreaquecimento e mangas de injeção;
- e) Sistema de purga;
- f) Portas de inspeção e acesso;
- g) Unidade de injeção de produtos químicos;
- h) Unidade de recolha de água para análise do circuito água-vapor;
- i) Queimadores de queima suplementar na conduta de entrada de gases;
- j) Chaminé principal;
- k) Chaminé e sistema de by-pass de gases;
- l) Silenciador de gases de escape.

3.2.1.3. Alternador

As turbinas a gás são acopladas a alternadores trifásicos síncronos e refrigerados a água. Podemos ver na Tabela 3.3 as principais características destes alternadores:

Tabela 3.3. Características dos alternadores (Memória descritiva Sinecogeração, Galp Energia S.A.).

Marca	Brush (UK)
Modelo	DAX
Tipo	Síncrono com 2 polos
Potência	61 375 kVA
Fator de Potência	0,8
Tensão de geração	11 500 V \pm 7,5%
Frequência	50 Hz \pm 5%
Velocidade	3 000 rpm
Intensidade	3 106 A

3.2.1.4. Combustível

O combustível utilizado tanto nas turbinas a gás como nas caldeiras de recuperação é o gás natural, pelo que, devido à localização geográfica desta instalação e a proximidade com o terminal de LNG de Sines, a alimentação de Gás Natural desta central é feita diretamente por ligação via gasoduto à rede da REN.

3.2.2. Dados meteorológicos

Partindo da Figura 3.1 pode identificar-se o ponto (A) o qual representa a admissão de ar frio à temperatura ambiente. Os dados fornecidos pela empresa não continham esta informação pelo que se realizou um trabalho de angariação destes dados para o espaço temporal que dista entre 01 de janeiro de 2017 e 01 de fevereiro de 2018 e para a localização geográfica de Sines, Portugal.

A base desta angariação foi a plataforma online *Weather Underground* (wunderground.com) onde podemos encontrar propriedades do meio ambiente de várias localizações através de estações meteorológicas instaladas no respetivo local.



Figura 3.2. Localização da Estação Meteorológica e da Refinaria de Sines.

Para o nosso estudo procurou-se a estação que melhor representasse a localização da Refinaria de Sines, ou seja, optou-se pela estação meteorológica com a designação ISETBALS11 pertencente à APS – Administração dos Portos de Sines e do Algarve S.A. e está localizada no Centro de Controlo de Tráfego Marítimo. Esta estação dista cerca de 9 km do local onde a central de cogeração está instalada, pelo que, considerou-se adequada para a realização deste estudo.

Visto que esta plataforma não disponibilizava o histórico de informação de uma estação meteorológica para grandes períodos, foi necessário recorrer a um script disponibilizado pelo Eng. João Alexandre Dias Carrilho do Departamento de Engenharia da Universidade de Coimbra, o qual foi adaptado para as necessidades específicas deste trabalho. Estas linhas de código tinham como linguagem de programação Python, e através delas pôde-se obter os dados meteorológicos necessários.

Em seguida demonstraremos sucintamente a variação do ar ambiente em Sines para o período em estudo.

Começando pela Figura 3.3, podemos observar que a temperatura do ar ambiente em Sines neste período não teve variações muito acentuadas. Com uma temperatura ambiente média de 290 K, e uma amplitude média de 9 K, a localização geográfica desta central de cogeração beneficiou neste período de condições de ar ambiente favoráveis à manutenção de uma produção elétrica sem grandes discrepâncias. De notar que houver certos eventos disruptivos negativos, característicos dos meses de inverno alcançando temperatura de 276 K nos meses de janeiro a março e no mês de dezembro. Também no sentido positivo houve eventos pontuais que elevaram a temperatura ambiente perto dos 305 K resultante de picos de calor durante os meses de Verão.

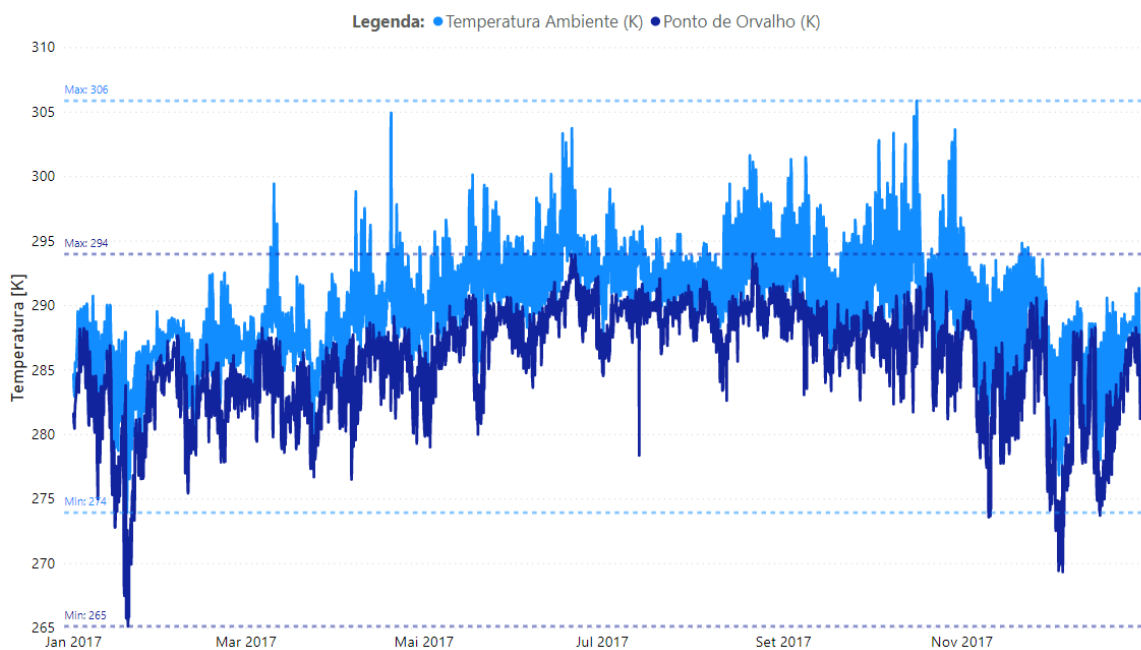


Figura 3.3. Variação da Temperatura e Ponto de Orvalho.

É desta forma possível, apesar da pequena variação de temperaturas ao longo do período, aferir alguma sazonalidade no clima de Sines apenas olhando para a temperatura ambiente. Ainda assim é importante analisar a variação da humidade neste período para aferir outro pressuposto tal como podemos observar na Figura 3.4.

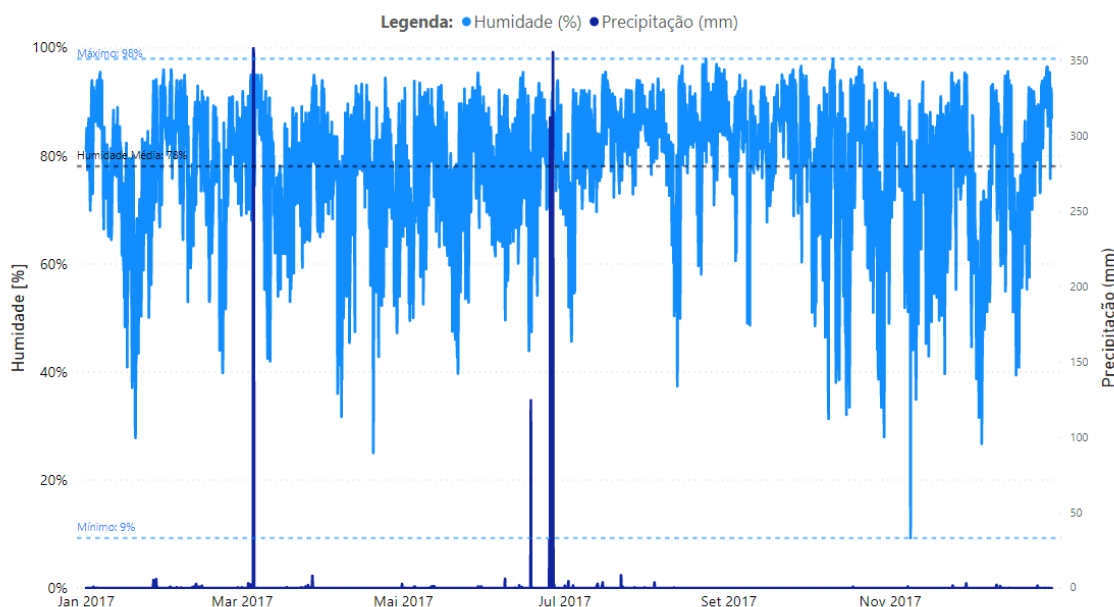


Figura 3.4. Variação da Humidade e Precipitação.

Observando a Figura 3.4 podemos perceber claramente que esta localização teve uma quantidade de precipitação pouco evidente ao longo do ano e no que diz respeito à humidade relativa do ar é caracterizada por uma percentagem relativamente elevada, tendo um valor médio anual de cerca de 78%, e uma variação de $\pm 15\%$.

Interligando os dados da Figura 3.3 e da Figura 3.4 podemos por fim aferir e perceber a razão pela qual a temperatura de Ponto de Orvalho tem valores muito próximos da temperatura ambiente ao longo de todo o período. Sabe-se que a temperatura de ponto de orvalho é tanto maior quanto maior for a humidade relativa do ar, nunca ultrapassando a mesma uma vez que o ar ambiente não tem uma percentagem de humidade relativa superior a 100%.

3.2.3. Dados de operação

No que refere aos pontos conhecidos do sistema podemos fazer uma breve análise de cada um para o período em estudo de modo a percebermos qual a variação anual e diário de cada um e perceber possíveis sazonalidades e relações, em cada grupo cogrador da central.

3.2.3.1. Temperatura media na saída do compressor

Tal como visto na Figura 3.1 o ciclo de cogeração inicia-se com a admissão de ar fresco em condições ambiente no compressor (A), onde sofre compressão atingindo as condições de (1).

Analisando a Figura 3.5 podemos observar de imediato que ao longo do período, ambas as turbinas dos dois grupos cogradores variam de forma semelhante à variação da temperatura ambiente. Adicionalmente podemos aferir que ambas as cogerações apresentam valores de temperatura à saída do compressor de grandezas semelhantes levando-nos a concluir que ambas as turbinas têm razões de pressão semelhantes. Em termos de grandeza, verificou-se que, nos meses de verão, a temperatura foi em média de 365°C e atingiu um máximo de 384°C. Já nos meses de Inverno registou-se uma temperatura média de 360°C e atingiu um mínimo de 341°C.

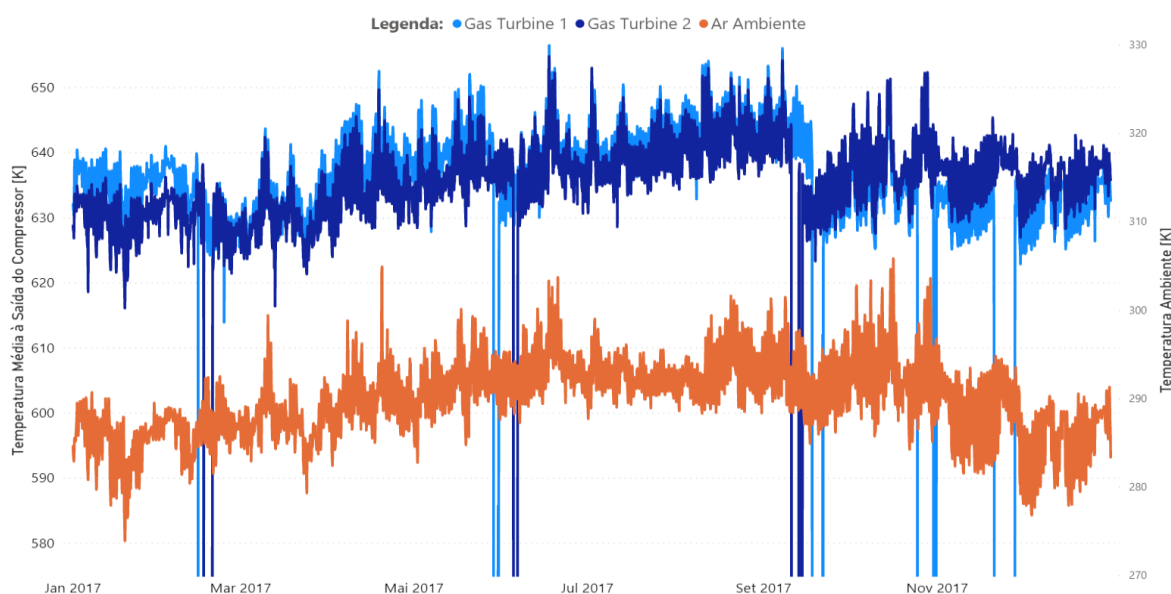


Figura 3.5. Temperatura Média à Saída do Compressor versus Temperatura Ar Ambiente.

Importa referir que de acordo com o observado, constata-se que em diversos períodos, tais como nos meses de março, junho, setembro e novembro, as temperaturas à saída dos compressores registadas foram nulas. Estes valores podem ter origem em dois cenários planeados ou não planeados, através da Figura 3.6 poderemos observar melhor estas variações.

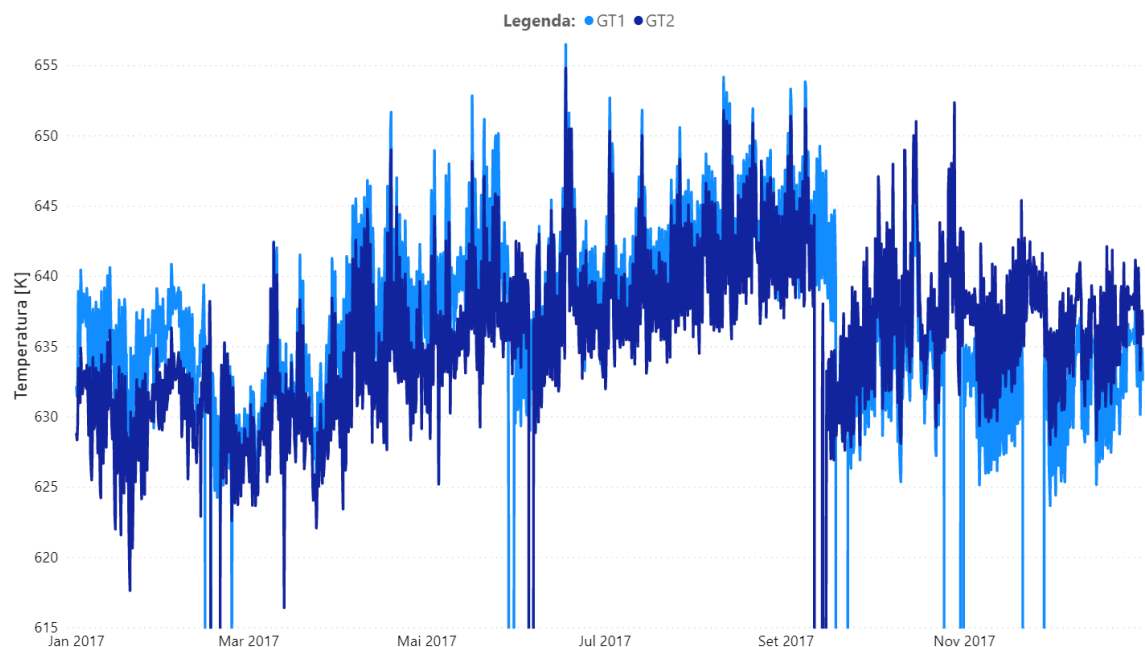


Figura 3.6. Variação da Temperatura Média à Saída do Compressor.

Valores de temperatura nulos podem representar situações de paragem não planeada, como é o caso eventos erráticos de funcionamento que obriguem a uma paragem de emergência do sistema. Estas paragens podem também ser sinónimo de paragens planeadas para manutenção e limpeza das turbinas, cenário que pode servir de base ao facto de, tal como observado na Figura 3.6, a GT2 ter uma menor compressão que a GT1 no período de janeiro a setembro e após uma paragem no mês de setembro, os resultados reais da compressão, neste caso a temperatura, serem melhores que os resultados reais da GT1.

3.2.3.2. Consumo de gás natural na turbina

Após compressão do ar fresco, temos admissão desse mesmo ar a uma alta pressão numa câmara de combustão, na qual, num funcionamento ideal, combustível é queimado a uma pressão constante, resultando num fluido de trabalho, composto pelos produtos da combustão, a altas temperaturas. Numa avaliação rápida pode, tal como no parágrafo 3.2.3.1, avaliar-se uma relação entre o volume total de Gás Natural consumido e a variação temperatura do ar fresco ambiente e, conseqüentemente, a temperatura de saída do compressor. Na Figura 3.7 pode observar-se esta relação.

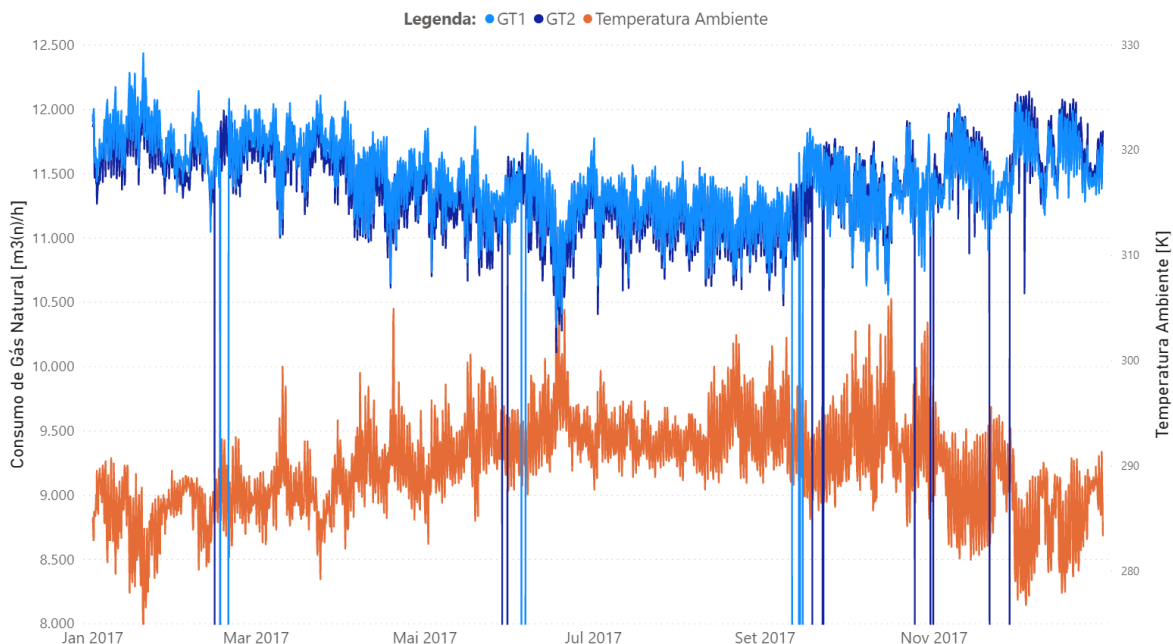


Figura 3.7. Variação do consumo de Gás Natural nas Turbinas.

3.2.3.3. Temperatura média de exaustão da turbina

Ponto essencial à produção de potência elétrica, a eficaz expansão dos gases é essencial para a maximização desta produção e viabilização de uma turbina a gás. Na Figura 3.8 poderemos observar a sua relação com a variação das condições do meio ambiente.

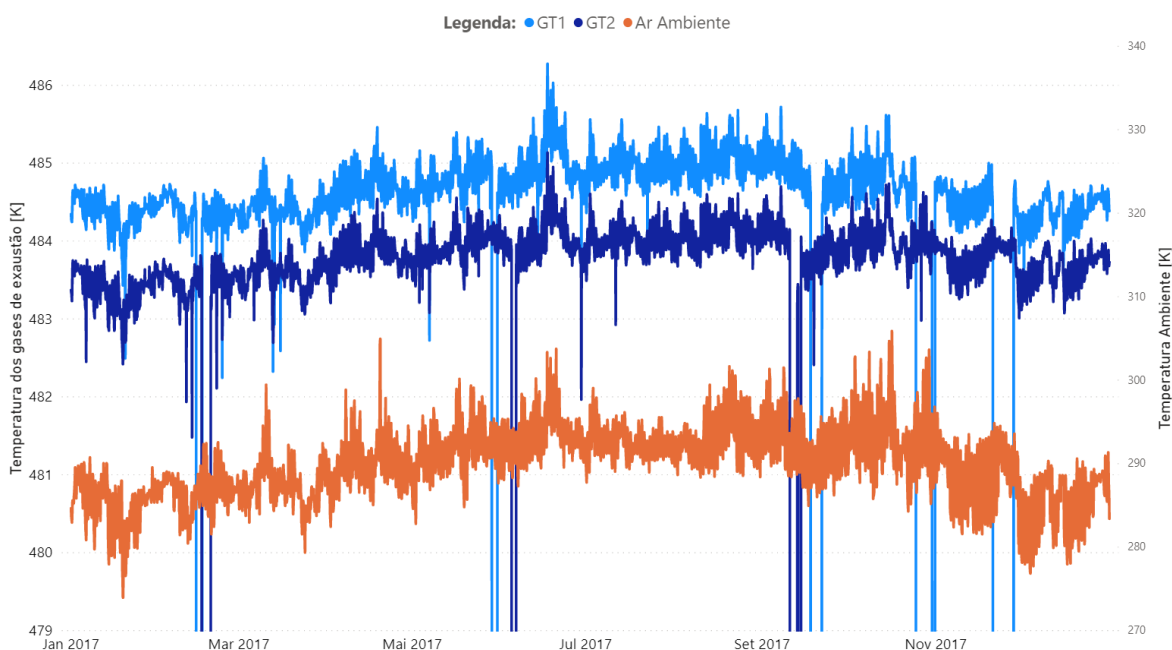


Figura 3.8. Variação da temperatura média de exaustão das Turbinas.

Como é observável, e ao contrário do volume consumido de Gás Natural, a temperatura dos gases de exaustão da turbina, tal como a temperatura à saída do compressor não varia inversamente com a variação da temperatura ambiente, pelo contrário, com o aumento de temperatura ambiente, maior será a temperatura de exaustão da turbina.

É importante ainda analisar que, de acordo com os dados reais obtidos, a GT2 tem uma melhor eficiência que a GT1 pelo facto de, com as mesmas condições de temperatura ambiente e consumo de gás natural da mesma grandeza, as temperaturas de exaustão serem menores, resultando uma maior potência, tal como podemos observar no seguinte parágrafo.

3.2.3.4. Potência produzida

Com o incremento da temperatura ambiente e, conseqüentemente, diminuição da densidade do ar, verifica-se uma diminuição da potência produzida, tal como observável na Figura 3.9. Este fenómeno pode ser explicado pelo facto das turbinas a gás serem um sistema de volume fixo, o qual fica fortemente dependente da densidade do ar insuflado.

Com o aumento da temperatura do ar ambiente, e conseqüente diminuição da sua densidade, a turbina vai insuflar menor massa de ar. Quanto menor a massa de ar, menor será o trabalho líquido produzido no conjunto compressor e turbina, assim como menor será o consumo de gás natural (como observável na Figura 3.7), causando naturalmente uma redução na potência.

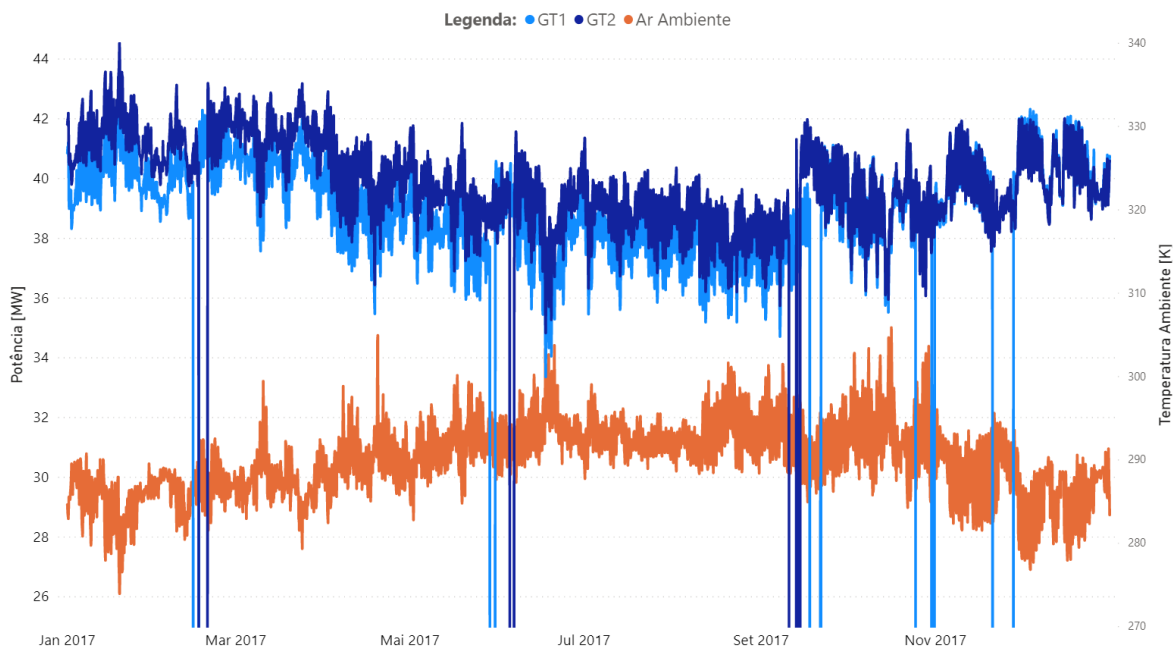


Figura 3.9. Variação da potência produzida.

Para uma instalação industrial com um funcionamento contínuo e necessidades específicas de potências, é importante referir que o impacto das condições climáticas podem ser um fator de grande relevância na fase de projeto destes sistemas na medida em que é necessário um fornecimento constante e fiável de potência. Partindo dos dados apresentados na Figura 3.9, de notar que no período de inverno, temos uma potência produzida média de 40 MW e, em consequência do aumento de temperatura no período de verão, observa-se uma queda, em média, de 2 MW nesse período. Esta variação pode ser um fator preponderante para uma eventual solução a aplicar na admissão das turbinas.

3.2.3.5. Consumo de gás natural na caldeira de recuperação

Já no foro da recuperação de gases e caldeira de recuperação de calor, começamos por analisar os consumos típicos registados de Gás Natural na fase de pré-combustão dos gases de exaustão da turbina.

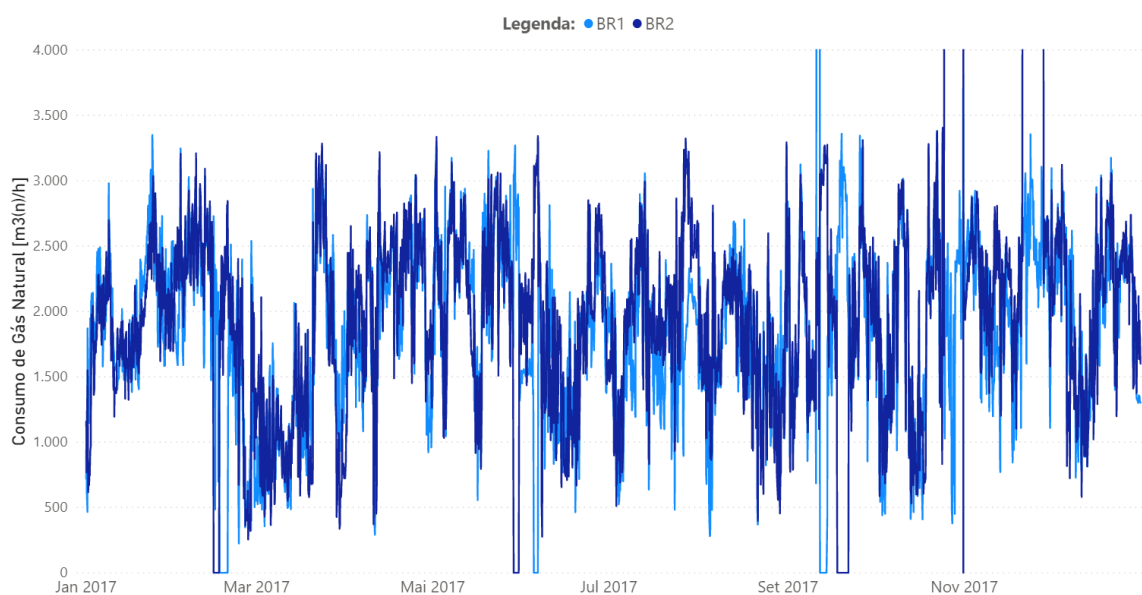


Figura 3.10. Consumo de Gás Natural na Caldeira.

Sendo a necessidade básica do funcionamento da caldeira de recuperação a produção de uma linha de vapor sobreaquecido a 80,5 bar, e estando esta combustão dependente das condições de temperatura e pressão à saída da turbina bem como das condições de admissão de água para produção de vapor, na caldeira, não é possível deduzir uma tendência ou sazonalidade. Ainda assim podemos observar que os valores são bastante variáveis, em parte, resultante das também variáveis condições de alimentação de água, que poderemos ver no parágrafo seguinte.

3.2.3.6. Propriedades da água de alimentação

No que respeita às propriedades da água de alimentação da caldeira de recuperação, não é justificável fazer uma distinção entre as alimentações dos dois grupos de cogeração visto que a fonte é a mesma a ambos.

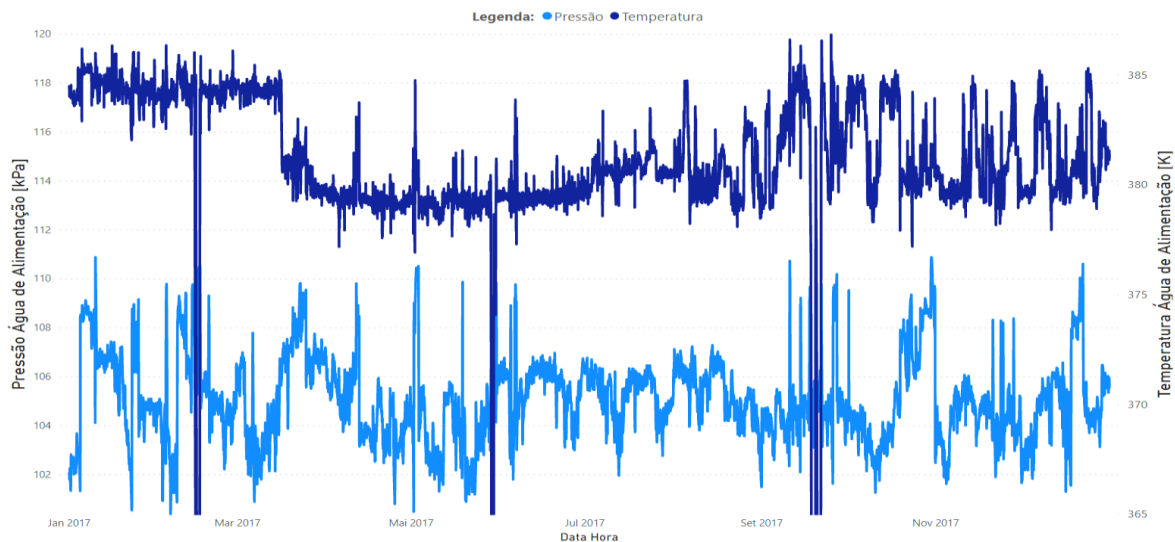


Figura 3.11. Temperatura e Pressão da água de alimentação.

No que diz respeito aos valores típicos deste ponto do sistema, como se pode observar na Figura 3.11 não existe uma tendência sazonal e verifica-se que o valor tem desvios significativos. Este facto pode estar relacionado com variações do funcionamento do desgaseificador. Pequenas alterações na pressão de operação deste dispositivo podem levar a alterações das temperaturas da água de alimentação.

3.2.3.7. Propriedades do vapor sobreaquecido

Segundo o dimensionamento feito no projeto desta central de cogeração, as necessidades térmicas identificadas eram de vapor sobreaquecido a alta temperatura com cerca de 80,5 bar e 520°C (679,15 K).

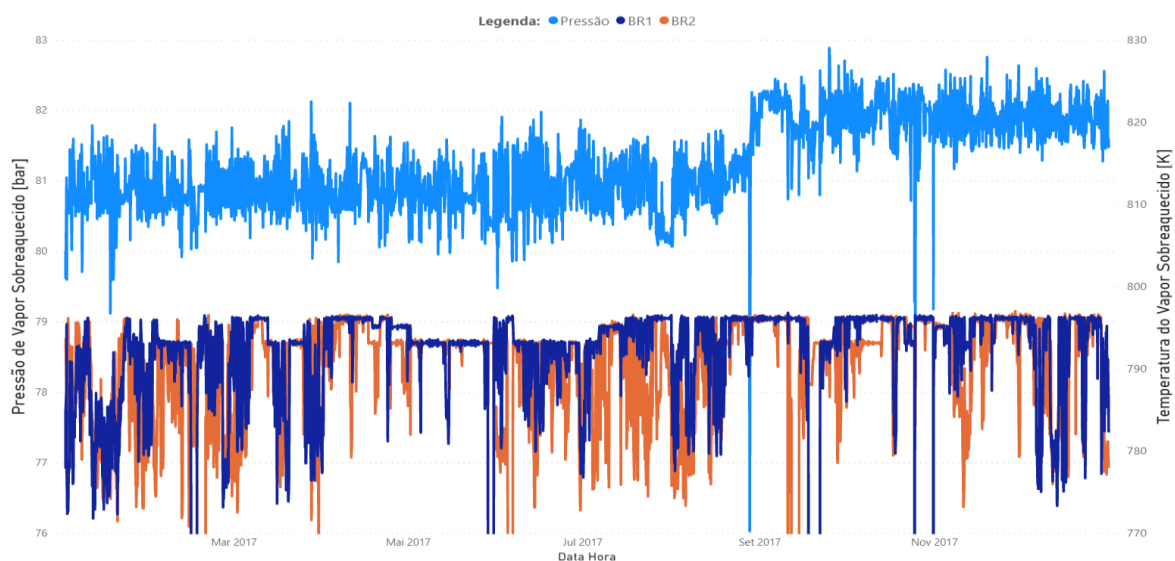


Figura 3.12. Pressão e Temperatura do Vapor produzido.

De acordo com o observado na Figura 3.12 estão garantidas as necessidades do projeto. No que respeita à temperatura do vapor, sendo a necessidade mínima de 693,15 K, uma temperatura média de 790 K, em ambas as caldeiras, está de acordo com as necessidades.

No caso do vapor, devemos deixar a nota que, tal como observável na Figura 3.12, apenas temos uma medição de pressão para ambas as caldeiras. Este facto deve-se ao facto de que a medição de pressão seja feita no coletor comum aos dois grupos cogeradores e, uma vez que, as garantias processuais de 80,5 bar devem ser cumpridas apenas a partir desse ponto. Ainda assim de notar que com uma produção média de vapor a 81,2 bar, também aqui estão cumpridas as necessidades processuais. Observe-se que a partir de setembro de 2017 a caldeira passou a produzir vapor a uma pressão maior, de cerca de 82 bar. Este incremento poder estar motivado pelo incremento de eficiência após paragem para manutenção planeada.

4. MODELAÇÃO

A modelação deste sistema, foi feita, inicialmente, num processo de engenharia de inversa por forma a saber quais as condições normais de eficiência e rendimento das turbinas. Para tal, adotaram-se vários pressupostos de forma a aumentar a complexidade do processo e, conseqüentemente, aproximando-se o mais possível da realidade. Temas que iremos ver nos parágrafos seguintes:

4.1. Ciclo de Brayton e Propriedades Termodinâmicas

Atualmente, o ciclo de *Brayton*, é utilizado maioritariamente em turbinas a gás por ser, efetivamente, o ideal para este funcionamento, o qual é baseado em processos de compressão e expansão por elementos rotativos. No modelo deste trabalho, foi adotado um ciclo aberto, no qual existe admissão de ar fresco nas condições do meio ambiente e exaustão dos gases resultantes da expansão da turbina, tal como mostra o diagrama da Figura 4.1.

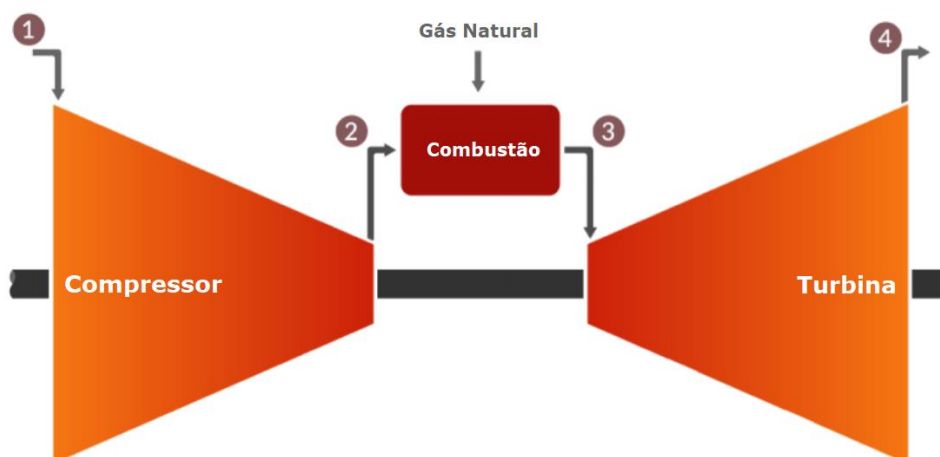


Figura 4.1. Diagrama típico do funcionamento de uma turbina a gás em ciclo aberto.

De forma a aproximarmos o modelo do funcionamento real da turbina, e previamente à calibração do modelo com os dados reais da central, procederam-se a alguns estudos prévios para caracterização das fases de funcionamento da mesma, através de um modelo *bottom-up*, do mais simples para o mais complexo, e que serão abordados nos parágrafos seguintes. No entanto, antes de abordarmos os modelos adotados neste estudo, é relevante fazer um enquadramento de algumas propriedades termodinâmicas relevantes para a caracterização das propriedades do fluido de trabalho e indicadores da turbina.

4.1.1. Hipótese do ar-padrão

A hipótese do ar-padrão é caracterizada por considerar-se o pressuposto de que o fluido de trabalho de todo o sistema não é uma mistura ar-gás ou produtos da combustão mas sim apenas ar, considerado gás ideal. O processo de combustão é substituído por um processo de fornecimento de calor proveniente de uma fonte externa. É frequentemente as turbinas a gás terem uma razão entre a massa de ar e a massa de combustível superior a 50 o que leva a que a utilização desta hipótese não represente erros consideráveis. Caso seja considerada a hipótese do ar-padrão frio o calor específico é constante ao longo do ciclo.

4.1.2. Temperatura ambiente

Mencionada previamente noutros capítulos, a temperatura ambiente pode ser simplesmente descrita como a temperatura do meio envolvente, podendo ser relacionada, em seguida, com a capacidade de produção de energia de uma turbina a gás.

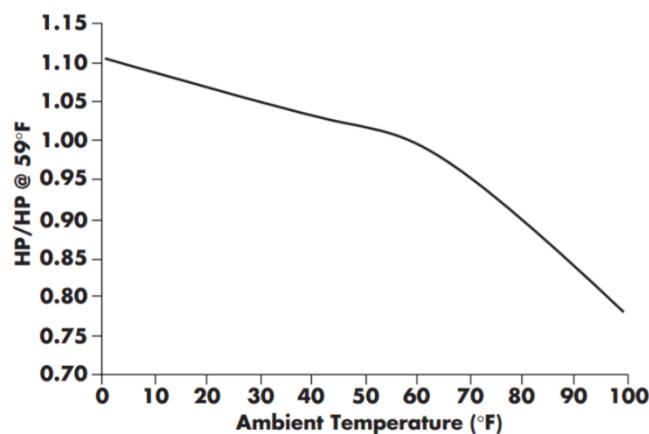


Figura 4.2. Curva de correção de potência com a temperatura ambiente (Petchers, 2003).

De acordo com *Neil Petchers*, o aumento de temperatura ambiente impacta fortemente a potência produzida pela turbina. Para cada 1°C incrementado na temperatura prevê-se uma redução de cerca de 0.9% na potência produzida. Tal como observável na Figura 4.2, onde podemos ver a relação entre o quociente de uma qualquer potência e uma potência para uma temperatura referência (HP/HP @ 59°F) e a variação da temperatura ambiente.

Esta redução da potência com o aumento da temperatura é motivada pelo facto de que, com o aumento de temperatura a densidade do fluído de trabalho diminui e,

consequentemente, o caudal mássico também diminui. Sendo a potência produzida tal como definido em (4.1), podemos deduzir que a potência varia proporcionalmente com o caudal de ar, justificando a curva definida na Figura 4.2.

$$P_{net} = W_{turb} - W_{comp} = \dot{m}(\Delta H_{turb} - \Delta H_{comp}) \quad (4.1)$$

4.1.3. Pressão ambiente

A pressão ambiente é um parâmetro que varia com a altitude, com o aumento de altitude, tendencialmente, a densidade do ar diminui e, por conseguinte, a pressão diminui.

De acordo com outros estudos, prevê-se que por cada cerca de 305m de elevação, a potência produzida diminui cerca de 3.5%, podemos observar este efeito na Figura 4.3.

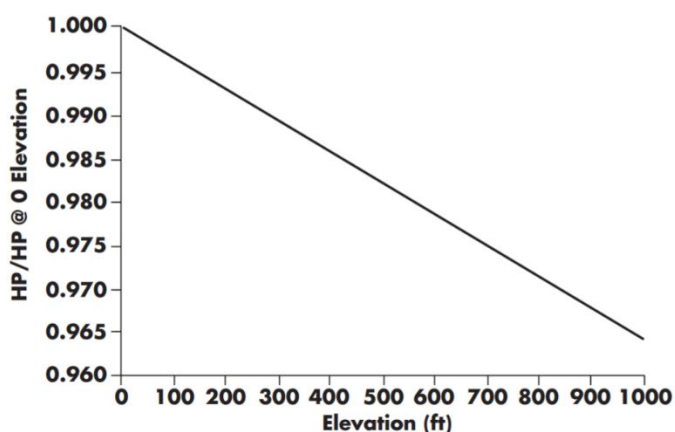


Figura 4.3. Correlação entre altitude e potência (Petchers, 2003).

4.1.4. Humidade

Sabe-se que a massa molar de ar seco ($28,97 \text{ kg/kmol}$) é maior que a massa molar da água ($18,02 \text{ kg/kmol}$), desta forma ar húmido terá uma menor densidade que ar seco e, por conseguinte, tal como visto no parágrafo 4.1.1, o caudal mássico da admissão de ar diminuirá e a potência produzida será também menor.

4.1.5. Razão de pressão

A razão de pressão pode ser considerada como a quantidade de compressibilidade de um compressor, por outras palavras, a diferença entre a pressão dos gases de exaustão e dos gases de admissão do compressor.

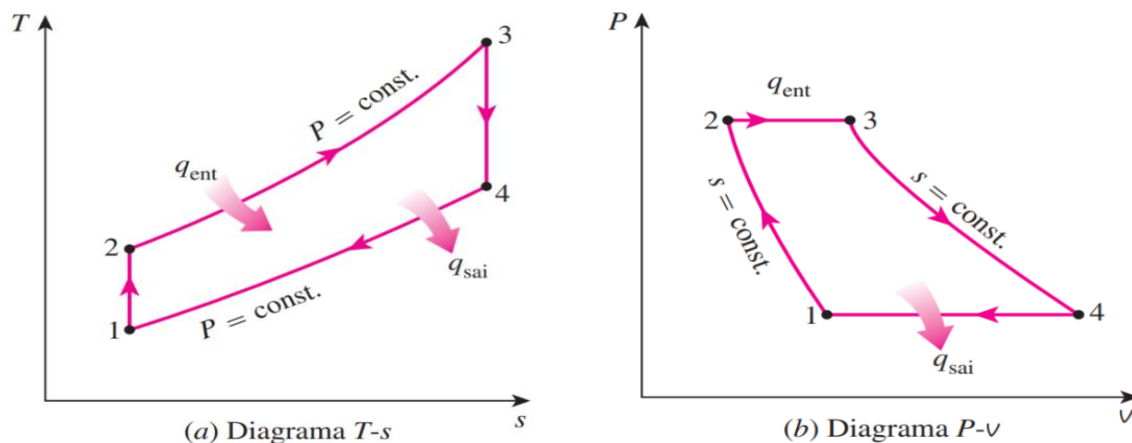


Figura 4.4. Diagramas T-s (a) e P-v (b) do ciclo de Brayton ideal (Çengel, A. Y., Boles, M. A. 2013).

Num ciclo fechado ideal, e de acordo com o diagrama da Figura 4.4, a pressão à saída do compressor (ponto 2) é igual à pressão na entrada da turbina (ponto 3), ambos os pontos situação na mesma linha isobárica, apresentando diferentes valores de entalpia e entropia. No entanto, sabe-se que no processo de combustão (de 2 para 3) existem perdas de pressão, pelo que, num ciclo real estes dois pontos já não se encontraram na mesma linha isobárica, devido a essas mesmas perdas.

Considerando a seguinte equação para definição relação isentrópica da pressão e temperatura:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} \quad (4.2)$$

Em que γ é a razão entre o calor específico a pressão constante e o calor específico a volume constante, usualmente designado também por coeficiente de expansão adiabática, dado por:

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad (4.3)$$

Podemos definir a razão de pressão, para um ciclo ideal, por:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4} = r_p \quad (4.4)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = r_p^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} \quad (4.5)$$

De notar que as equações (4.2), (4.4) e (4.5) apenas são válidas para calores específicos constantes. Considerando as equações anteriores, para um ciclo ideal podemos ainda definir a eficiência da turbina da seguinte forma:

$$\eta = \frac{W_{liq}}{q_{ent}} = \frac{W_{sai} - W_{ent}}{q_{ent}} = \frac{c_p(T_3 - T_4) - c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \left(\frac{1}{r_p}\right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} \quad (4.6)$$

Considerando um ciclo ideal, sem perdas ao longo do processo, de acordo com a equação (4.6), é de referir que a eficiência da turbina dependeria apenas da razão de pressão e do coeficiente de expansão adiabática. Na Figura 4.5 podemos observar que para um mesmo coeficiente de expansão, a eficiência da turbina aumenta com o aumento da razão de pressão.

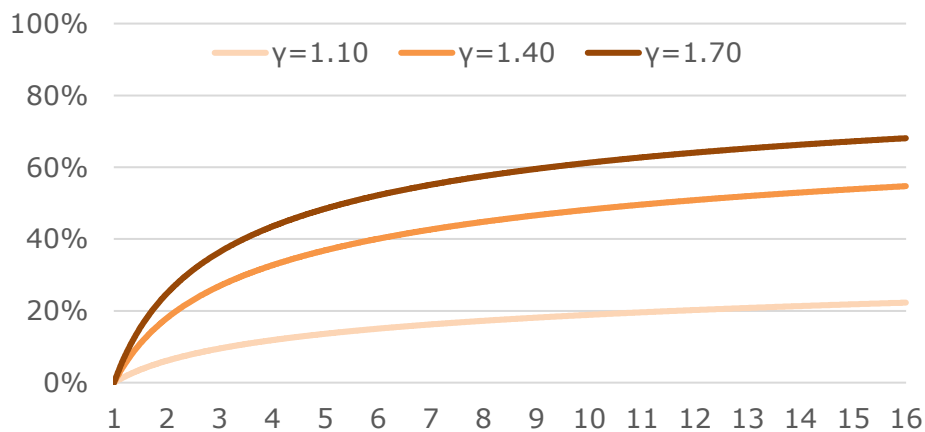


Figura 4.5. Variação da eficiência com a razão de pressão.

Ainda assim, de acordo com *Rahman et al.*, 2001, existe um ponto de inflexão em que a eficiência da turbina começa a diminuir, ponto este que limita as razões de pressão que podem ser usadas no ciclo e que nos leva a necessitar de fazer um compromisso entre a razão de pressão e o trabalho produzido.

4.1.6. Temperatura à entrada da turbina

Definido como a temperatura do fluido de trabalho após combustão, é um dos parâmetros que mais influencia o rendimento de uma turbina a gás.

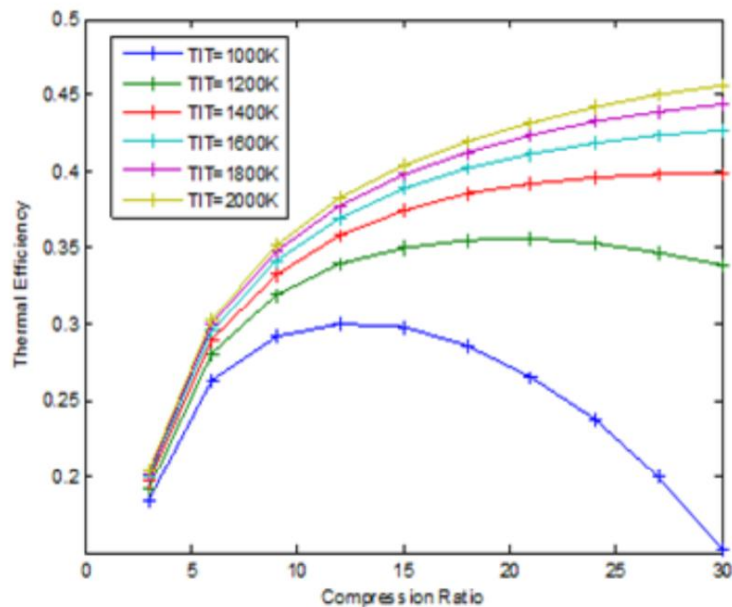


Figura 4.6. Eficiência versus Temperatura à entrada da turbina e razão de pressão. (Rahman et al., 2011)

Como observável na Figura 4.6, apesar de a eficiência térmica da turbina aumentar com o aumento da razão de pressão, podemos observar que para razões de pressão de 12 e temperatura à entrada da turbina (TIT) de 1000 K, chegamos a um ponto de inflexão. Pela equação (4.19) deduzida no próximo capítulo, pode observar-se claramente que alterações na TIT, significa maior ou menor trabalho gerado no processo de expansão, valor que afeta diretamente o trabalho líquido da turbina e consequentemente a potência elétrica obtida.

Desta forma, seria aconselhável em qualquer aplicação maximizar a temperatura após combustão de forma a melhorar a eficiência térmica e potência do sistema. No entanto há alguns limites que devem ser tidos em conta, nomeadamente o limite térmico das pás da turbina, problema que tem vindo a ser solucionado através de injeção de água ou vapor bem como utilização de materiais do foro da aeronáutica. Ainda assim, existe outro problema que se coloca, a altas temperaturas forma-se maior quantidade de gases NO_x . No caso do sistema deste trabalho, este problema é superado com a utilização de turbinas a gás equipadas com sistemas *Dry Low Emission* (DLE) que reduzem substancialmente a produção destes compostos químicos.

4.1.7. Eficiência Isentrópica

Um processo isentrópico é caracterizado por realizar-se a entropia constante e num meio adiabático, onde todas as trocas de calor são reversíveis. Desta forma, partindo da Figura 4.4, poderíamos dizer que todo o calor transferido para o fluido de 1 para 2 poderia ser restituído na mesma grandeza de 3 para 4, no entanto num sistema real existem perdas e, por conseguinte, é pouco provável encontrarmos sistemas em que esta premissa se verifique.

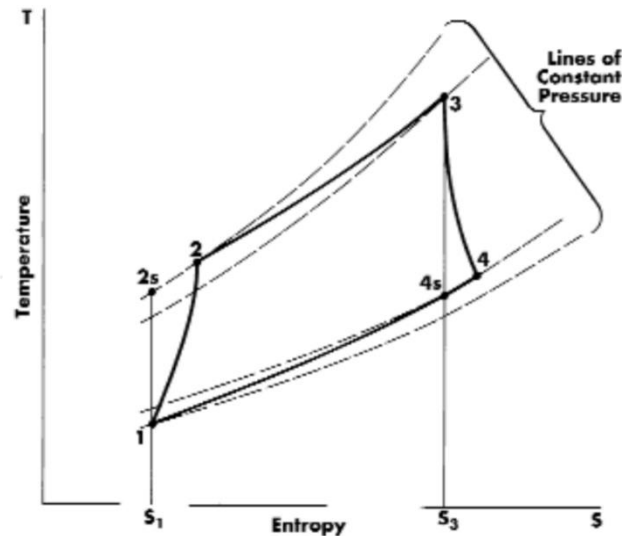


Figura 4.7. Diagrama real de turbina a gás de ciclo aberto (Petchers, 2003).

Observando a Figura 4.7, podemos perceber que o processo de 1 para 2s representa um processo de compressão isentrópica e, comparativamente, de 1 para 2 temos um processo de compressão real. Analogamente, no processo de expansão, de 3 para 4 na realidade não é possível recuperar a totalidade da energia disponível sobre a forma de trabalho, havendo também aqui um desfasamento para a expansão isentrópica (de 3 para 4s). Decorrente desta diferença pode deduzir-se eficiência isentrópica η_{is} da seguinte forma:

$$\eta_{is,compressor} = \frac{\Delta h_{ideal}}{\Delta h_{real}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (4.7)$$

$$\eta_{is,turbina} = \frac{\Delta h_{real}}{\Delta h_{ideal}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (4.8)$$

4.2. Modelo isentrópico do ar-padrão frio

Como primeira abordagem considerou-se um modelo isentrópico da turbina com calor específico a pressão constante (C_p) e calor específico a volume constante (C_v) fixos e compressão e expansão isentrópicas. Para esta abordagem o ciclo de *Brayton* pode ser modelado como um ciclo fechado utilizando a hipótese de ar-padrão frio e considerando um regime permanente. Este modelo pode ser observado na Figura 4.8.

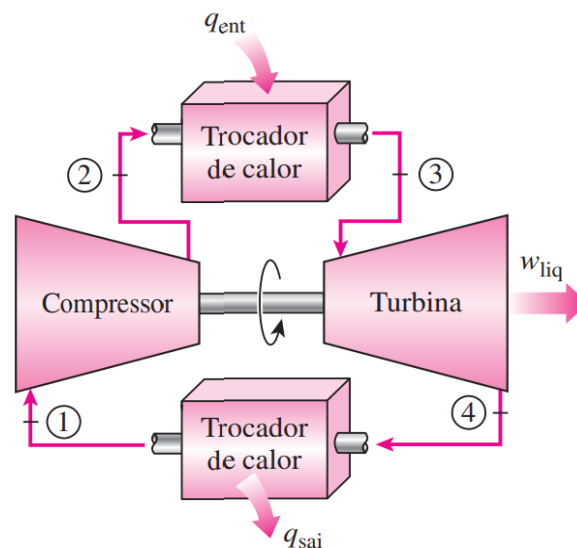


Figura 4.8. Diagrama de turbina a gás de ciclo fechado. (Çengel, A. Y., Boles, M. A. 2013)

Relativamente ao processo de combustão é substituído por um processo de fornecimento de calor a uma pressão constante a partir de uma fonte externa. Desta forma, e como observável na Figura 4.8, o ciclo é composto por quatro passos e que completam este ciclo:

- A) Compressão isentrópica (de 1 para 2);
- B) Fornecimento de calor a pressão constante (de 2 para 3);
- C) Expansão isentrópica (de 3 para 4);
- D) Rejeição de calor a pressão constante (de 4 para 1).

Estando perante um processo de expansão e de compressão isentrópica em que idealmente, $P_2 = P_3$ e $P_4 = P_1$, então:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_3}{T_4} \quad (4.9)$$

Em que:

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (4.10)$$

Desta forma, as propriedades do ar em 2 podem ser calculadas da seguinte forma:

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} \rightarrow P_2 = r_p P_1 \quad (4.11)$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (4.12)$$

De igual forma as propriedades de 3 para 4 podem ser calculadas da seguinte forma:

$$r_p = \frac{P_3}{P_4} \rightarrow P_4 = \frac{P_3}{r_p} \quad (4.13)$$

$$T_4 = T_3 / \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (4.14)$$

Considerando as variações de energias cinéticas e potencial desprezáveis, pode aplicar-se o seguinte balanço de energia:

$$(q_{ent} - q_{sai}) + (W_{ent} - W_{sai}) = 0 \quad (4.15)$$

Em que:

$$q_{ent} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \quad (4.16)$$

$$q_{sai} = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1) \quad (4.17)$$

$$W_{ent} = h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1) \quad (4.18)$$

$$W_{sai} = h_3 - h_4 = c_p(T_3 - T_4) \quad (4.19)$$

Já o processo de fornecimento de calor (de 2 para 3), será feito a partir do caudal e PCI do Gás Natural consumido, ou seja:

$$Q_{ent} = \dot{m}_{GN}PCI = \dot{m}_{Ar}c_p(T_3 - T_2) \quad (4.20)$$

$$c_p(T_3 - T_2) = \frac{\dot{m}_{GN}PCI}{\dot{m}_{Ar}} \quad (4.21)$$

Desta forma, as propriedades do ar após fornecimento de calor são dadas por:

$$q_{ent} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \quad (4.22)$$

$$T_3 = \frac{\dot{m}_{GN}PCI}{\dot{m}_{Ar}c_p} + T_2 \quad (4.23)$$

$$P_3 = P_2 \quad (4.24)$$

A potência elétrica líquida produzida poderá então ser calculada por:

$$P_{liq} = P_{out} - P_{ent} = \dot{m}_{Ar}(W_{out} - W_{ent}) \quad (4.25)$$

Por fim, e de forma a aferir a eficiência térmica da turbina pode ser derivada da seguinte forma:

$$\eta = \frac{P_{liq}}{q_{ent}} = \frac{\dot{m}_{ar}(W_{out} - W_{ent})}{\dot{m}_{GN}PCI} \quad (4.26)$$

4.3. Modelo isentrópico do ar-padrão

No desenvolvimento deste modelo, passa a considerar-se um ciclo aberto, com calores específicos C_p e C_v variáveis com a temperatura ao longo do processo.

A Figura 4.9 representa o diagrama do modelo em estudo, no entanto, continua a considerar-se ar como fluido de trabalho e um fornecimento de calor a pressão constante de uma fonte externa (mantém-se desta forma $P_2 = P_3$) ao invés de uma combustão com mistura ar-gás.

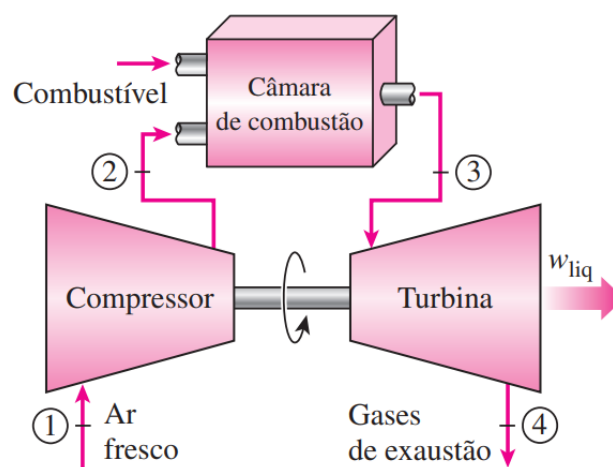


Figura 4.9. Diagrama de turbina a gás de ciclo aberto. (Çengel, A. Y., Boles, M. A. 2013)

Tratando-se de um processo expansão e compressão isentrópico verifica-se as seguintes condições para cálculo das pressões relativas:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_{r2}}{P_{r1}} = r_p = \frac{P_4}{P_3} = \frac{P_{r4}}{P_{r3}} \quad (4.27)$$

Considerando a equação (4.27) as condições do ar à saída do compressor podem ser obtidas tendo por base a razão de pressão:

$$P_{r2} = r_p P_{r1} \quad (4.28)$$

Obtendo a pressão relativa do ar em 2, através da tabela A-17 das tabelas e diagramas de propriedades (*Çengel Y., Boles, M.*) pode obter-se os valores de Temperatura e entalpia. À semelhança do modelo anterior, também o fornecimento de calor (de 2 para 4), será feito a partir do caudal e PCI do Gás Natural consumido, tal como descrito na equação (4.20), desta forma, pode obter-se a entalpia do ar após fornecimento de calor:

$$h_3 = \frac{\dot{m}_{GN} PCI}{\dot{m}_{Ar}} + h_2 \quad (4.29)$$

Por fim obtém-se as propriedades do ar após expansão isentrópica tendo por base a equação (4.27).

Relativamente a indicadores de performance, o trabalho líquido e a eficiência térmica da turbina são dados por:

$$W_{liq} = W_{sai} - W_{ent} = (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) \quad (4.30)$$

$$P_{liq} = P_{out} - P_{ent} = \dot{m}_{Ar} W_{liq} \quad (4.31)$$

Tal como observamos previamente na Figura 4.7, na realidade os processos não são isentrópicos e a forma de determinarmos os parâmetros necessários para melhor aproximação dos dados ao funcionamento real do sistema, é necessário obter a eficiência isentrópica do compressor e da turbina através dos valores reais fornecidos. No próximo parágrafo abordaremos este tema. Considerando 2s o ponto isentrópico após compressão, e 2r o valor real:

$$\eta_{comp} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_{2r} - h_1)} \quad (4.32)$$

$$\eta_{turb} = \frac{(h_3 - h_{4r})}{(h_3 - h_{4s})} \quad (4.33)$$

Obtendo então as eficiências tanto do compressor como da turbina podemos avançar para um modelo mais complexo e tendo em conta esta primeira aproximação do que são os indicadores de performance do sistema.

4.4. Modelo isentrópico com combustão isobárica adiabática da mistura ar-combustível

No presente parágrafo será abordado um modelo isentrópico considerando a composição real do ar à admissão da turbina e conseqüente cálculo da composição dos produtos da combustão e temperatura de combustão isobárica adiabática da mistura ar-gás natural.

4.4.1. Admissão do compressor

Iniciou-se o processo conhecendo a composição do ar ambiente através das respectivas pressões parciais do ar dadas por:

$$p_{ar} = \sum_i p_i = p_{O_2} + p_{N_2} + p_{H_2O} \quad (4.34)$$

Tal como descrito na equação (4.34), para a formulação deste modelo considerou-se uma composição simplificada do ar, ou seja, admitiu-se que o ar seco é constituído por 21% de O_2 e 79% de N_2 , sendo que a pressão parcial da componente do H_2O foi calculada a partir da humidade relativa do ar em função da pressão de saturação do ar à temperatura ambiente, como podemos demonstrar em seguida:

$$HR = \frac{p_{H_2O}}{p_{sat}} \Rightarrow p_{H_2O} = HR \cdot p_{sat} \quad (4.35)$$

Em que a pressão parcial do ar seco é dada por:

$$p_{ar\ seco} = p_{ar} - p_{H_2O} \quad (4.36)$$

A partir das pressões parciais do ar pode calcular-se a composição molar do ar de admissão da turbina:

$$y_i = \frac{p_i}{p_{ar}} \quad (4.37)$$

Sabendo as frações molares do ar podemos calcular a massa molar através da equação (4.38) e as respetivas frações mássicas através da equação (4.39):

$$M_{mix} = \sum_i y_i M_i \quad (4.38)$$

$$x_i = \frac{y_i M_i}{M_{mix}} \quad (4.39)$$

Tem-se então a entalpia específica do ar através da equação (4.40):

$$h_{mix} = \sum_i x_i h_i \quad (4.40)$$

Podemos ainda obter as razões molares dos componentes do ar, úteis aos cálculos de combustão que iremos derivar mais à frente:

$$\frac{y_i}{y_{O_2}} \quad (4.41)$$

4.4.2. Exaustão do compressor

Conhecidas as propriedades do ar à entrada do compressor são demonstrados em seguida os cálculos considerados de forma a obter as propriedades do ar na exaustão do compressor isentrópico. Partindo do cálculo da entropia específica do ar função da razão de pressões:

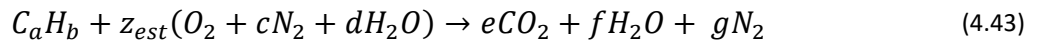
$$\left(s^0(T_2) = s^0(T_1) - R \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = s^0(T_1) - R \ln(r_p) \right)_i \quad (4.42)$$

Conhecida a entropia específica de cada componente do ar pode obter-se a sua entalpia, sendo em seguida calculada a entalpia do ar neste ponto recorrendo à equação (4.40). Por forma a conhecer a temperatura dos componentes do ar realiza-se um procedimento iterativo recorrendo à ferramenta *Solver* do *Microsoft Excel* interpolando os vários gases e obtendo a temperatura da mistura.

4.4.3. Relação ar-combustível

Relativamente às propriedades do gás natural utilizado no processo de combustão sabe-se, dos dados fornecidos pela REN através da sua plataforma, a composição molar de cada um dos seus componentes bem como densidade e poderes caloríficos para cada dia de consumo. A respetiva massa molar e entalpia do gás natural podem ser obtidas da mesma forma que foram obtidas para o ar, descrito pelas equações (4.38) e (4.40).

A relação ar-combustível estequiométrica é determinada escrevendo balanços atómicos simples, assumindo que o combustível reage para formar um conjunto ideal de produtos. Para sistemas CHNO o conjunto ideal de produtos é constituído por CO_2 , H_2O e N_2 . Para um combustível hidrocarboneto com composição química C_aH_b , a relação estequiométrica pode ser determinada a partir de:



Considerando a conservação de espécies atómicas durante o processo de combustão pode obter-se a relação estequiométrica (Z_{est}):

$$\begin{aligned} n_C &\Rightarrow a = c \Rightarrow a = c \\ n_H &\Rightarrow b + 2dz_{est} = 2f \Rightarrow f = da + \frac{2b}{4} \\ n_N &\Rightarrow 2cz_{est} = 2g \Rightarrow g = c \left(a + \frac{b}{4} \right) \\ n_O &\Rightarrow 2z_{est} + dz_{est} \Rightarrow z_{est} = a + \frac{b}{4} \end{aligned} \quad (4.44)$$

Sabendo a relação estequiométrica da mistura podemos avaliar diversas relações entre a massa de ar e massa de combustível do sistema, tais como a relação ar-combustível estequiométrica:

$$\left(\frac{Ar}{GN}\right)_{est} = \left(\frac{m_{ar}}{m_{GN}}\right)_{est} = \frac{\left(a + \frac{b}{4}\right)(M_{O_2} + cM_{N_2} + dM_{H_2O})}{aM_C + bM_H} \quad (4.45)$$

Pode também obter-se a riqueza e a diluição da mistura através das equações (4.46) e (4.47) respetivamente:

$$\phi = \frac{\left(\frac{GN}{Ar}\right)}{\left(\frac{GN}{Ar}\right)_{est}} \quad (4.46)$$

$$\lambda = \phi^{-1} = \frac{\left(\frac{Ar}{GN}\right)}{\left(\frac{Ar}{GN}\right)_{est}} \quad (4.47)$$

Por fim temos também expressa a relação entre a massa de ar e a massa de ar estequiométrica, o excesso de ar:

$$EA = \frac{m_{ar} - m_{ar_{est}}}{m_{ar_{est}}} \times 100 = \left(\frac{1}{\phi} - 1\right) \times 100 \quad (4.48)$$

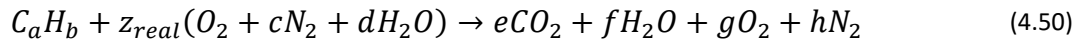
Conhecidas as relações atrás referidas pode então calcular-se a relação ar-combustível real (Z_{real}):

$$Z_{real} = Z_{est} \left(1 + \frac{EA}{100}\right) = \frac{Z_{est}}{\phi} \quad (4.49)$$

4.4.4. Combustão isobárica adiabática

No presente estudo, a relação entre a massa de ar e de combustível é caracterizada por um considerável valor de excesso de ar, resultando numa mistura com uma riqueza menor que 1, ou seja, uma mistura pobre.

De acordo com *Turns, S. R. (2012)*, a equação geral da reação química de combustão de uma mistura ar-combustível estequiométrica ou pobre considera como produtos ideais da combustão o CO_2 , H_2O , N_2 e O_2 e pode ser dada pela equação (4.50). No caso de uma mistura estequiométrica ou pobre, e tal como já visto no parágrafo 4.4.3, a determinação dos coeficientes estequiométricos dos produtos da combustão envolve apenas a conservação das espécies atómicas. Desta forma, e considerando a composição química do ar como sendo uma mistura de O_2 , N_2 e H_2O temos:



Desenvolvendo a equação (4.50) considerando a conservação das espécies atómicas C, H, N e O resulta o seguinte sistema de equações:

$$\begin{cases} e = a \\ f = dZ_{real} + \frac{b}{2} \\ h = cZ_{real} \\ g = Z_{real} \left(1 + \frac{d}{2}\right) - a - \frac{b}{a} \end{cases} \quad (4.51)$$

Derivados os coeficientes podem obter-se o número total de moles dos reagentes (n_R) através da equação (4.52) e o número total de moles dos produtos (n_P) através da equação (4.53).

$$n_R = n_{C_aH_b} + n_{O_2} + n_{N_2} + n_{H_2O} = 1 + Z_{real} \times (1 + c + d) \quad (4.52)$$

$$n_P = n_{CO_2} + n_{H_2O} + n_{O_2} + n_{N_2} = e + f + g + h \quad (4.53)$$

Por fim, sabendo a composição dos produtos da combustão, calcula-se as frações molares dos produtos:

$$y_i = \frac{n_i}{n_p} \quad (4.54)$$

4.4.4.1. Cálculo da temperatura de combustão

Partindo da 1ª Lei da Termodinâmica temos:

$$Q_{R-P} - W_{R-P} = U_P - U_R \quad (4.55)$$

Considerando os seguintes pressupostos tem-se a relação da equação (4.58):

1. Sistema de massa fixa, em que é assumido que o trabalho realizado pelo sistema sobre a vizinhança é positivo;
2. Processo isobárico, em que a pressão é mantida constante;
3. Processo adiabático, em que $Q_{R-P} = 0$;
4. Para gases ideais, a entalpia não depende da pressão.

$$Q_{R-P} - W_{R-P} = - \int_R^P p dV = -p(V_P - V_R) = U_P - U_R \quad (4.56)$$

$$U_P + pV_P - (U_R + pV_R) = 0 \quad (4.57)$$

$$H_P - H_R = H_P^o - H_R^o = 0 \quad (4.58)$$

Em que se sabe que a entalpia dos reagentes é dada pela equação (4.59) e a entalpia dos produtos é dada pela equação (4.60), sendo T_{Ar} a temperatura de admissão do ar e T_c a temperatura de chama:

$$H_R^o = \sum_{reagentes} n_i \Delta \tilde{h}_i^o = \sum_{i=1}^n n_i [\Delta \tilde{h}_{f,298,15}^o + (\tilde{h}_{T_{Ar}}^o - \tilde{h}_{298,15}^o)]_i \quad (4.59)$$

$$H_P^o = \sum_{produtos} n_i \Delta \tilde{h}_i^o = \sum_{i=1}^n n_i [\Delta \tilde{h}_{f,298,15}^o + (\tilde{h}_{T_c}^o - \tilde{h}_{298,15}^o)]_i \quad (4.60)$$

O cálculo da temperatura de chama da reação é resultado de um processo iterativo recorrendo ao *add-in Solver* do *Microsoft Excel* de forma a que seja correspondido ao critério descrito pela equação (4.58).

4.4.5. Admissão da turbina

Após conhecida a composição dos produtos da combustão e respetiva temperatura podem derivar-se as restantes propriedades do fluído de trabalho tais como a entalpia específica (4.61), entropia específica (obtida recorrendo ao método do parágrafo 3.1), a capacidade calorífica a pressão (4.62) e volume constante (4.63) para a temperatura obtida:

$$h_{P_{mix}} = \sum_{produtos} x_i h_i \quad (4.61)$$

$$c_{P_{mix}} = \sum_{produtos} x_i c_{p_i} \quad (4.62)$$

$$c_{P_i} - c_{v_i} = R_i \rightarrow c_{v_i} = c_{P_i} - R_i \quad (4.63)$$

4.4.6. Exaustão da turbina

Conhecidas as propriedades dos produtos da combustão à entrada da turbina serão demonstrados em seguida os cálculos considerados de forma a obter as suas propriedades na exaustão da mesma. Partindo do cálculo da entropia específica dos produtos da combustão (para uma evolução isentrópica) em função da razão de pressões tabelada da turbina:

$$\left(s^0(T_4) = s^0(T_3) - R \ln\left(\frac{P_3}{P_4}\right) = s^0(T_3) - R \ln\left(\frac{1}{r_p}\right) \right)_i \quad (4.64)$$

Conhecida a entropia específica da mistura pode obter-se a entalpia de cada gás, sendo em seguida calculada a entalpia da mistura neste ponto recorrendo à equação (4.40). Por forma a conhecer a temperatura dos gases realiza-se um procedimento iterativo recorrendo à ferramenta *Solver* do *Microsoft Excel* interpolando os vários gases e obtendo a temperatura da mistura.

4.4.7. Indicadores de Performance

Por fim, de modo a caracterizar na totalidade o *output* do modelo, são calculados trabalho líquido do compressor e turbina, Potência do sistema e eficiências isentrópicas através das equações (4.30) a (4.33).

Obtidas as eficiências tanto do compressor como da turbina, recorrendo às equações (4.32) e (4.33), podemos avançar para um modelo mais complexo considerando um modelo não isentrópico.

4.5. Modelo não isentrópico com combustão isobárica adiabática da mistura ar-combustível

No presente parágrafo é abordado o modelo abordado no capítulo anterior considerando as eficiências isentrópicas do compressor e da turbina. Num ciclo real, como podemos observar na Figura 4.10, o trabalho de compressão é maior e o trabalho da turbina menor devido a irreversibilidades. Para obtermos estas eficiências realizou-se uma calibração do modelo com os valores reais do sistema de modo a obter os valores típicos das eficiências do compressor e da turbina.

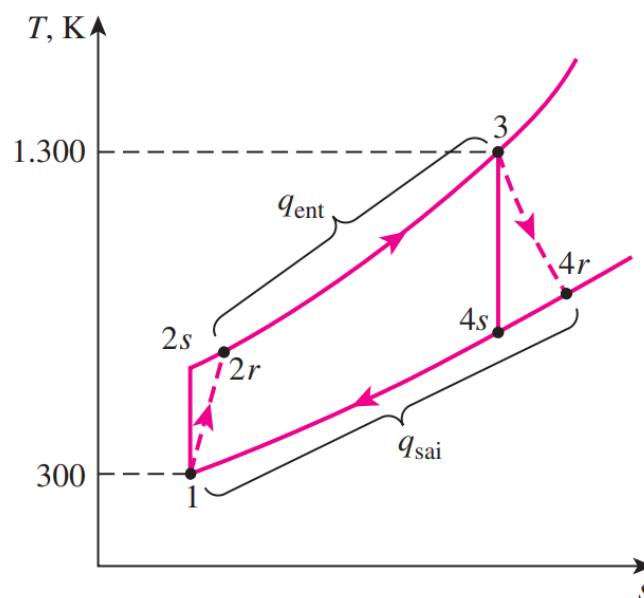


Figura 4.10. Diagrama do ciclo não isentrópico. (Çengel, A. Y., Boles, M. A. 2013)

De acordo com a Figura 4.10, as entalpias dos pontos 2r e 4r, resultantes de uma compressão e de uma expansão não isentrópica, respetivamente, poderão ser calculadas da seguinte forma:

$$\eta_{comp} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_{2r} - h_1)} \rightarrow h_{2r} = \frac{h_{2s} - h_1(1 - \eta_{comp})}{\eta_{comp}} \quad (4.65)$$

$$\eta_{turb} = \frac{(h_3 - h_{4r})}{(h_3 - h_{4s})} \rightarrow h_{4r} = h_3 - \eta_{turb}(h_3 - h_{4s}) \quad (4.66)$$

Neste modelo, o trabalho da turbina e do compressor passa a depender das entalpias calculadas pelas equações (4.65) e (4.66) **Error! Reference source not found.** pelo que daí derivam as seguintes equações:

$$W_{ent} = W_{comp} = h_{2r} - h_1 \quad (4.67)$$

$$W_{sai} = W_{turb} = h_3 - h_{4r} \quad (4.68)$$

5. ANÁLISE DE RESULTADOS

Neste capítulo serão analisados os resultados obtidos para cada um dos modelos desenvolvidos neste trabalho. Serão comparados com os dados reais da central e serão feitas algumas análises de sensibilidade.

5.1. Modelo isentrópico do ar-padrão frio

Começamos por considerar dois dias representativos da sazonalidade anual, o dia 20 de junho de 2017 às 12h00, característico de um clima de verão, o dia 04 de dezembro de 2017 às 05h00, característico de um clima de inverno e por fim o dia 05 de março de 2017 às 09h00 como um dia característico de elevada precipitação. Na Tabela 5.1 estão registadas as condições de admissão do ar frio para os respetivos dias:

Tabela 5.1. Características do ar frio de admissão ao compressor.

	05/03/2017 09h	20/06/2017 12h	04/12/2017 05h
Temperatura [K]	287.9	304.9	276.8
Ponto de Orvalho [K]	287.3	291.7	269.9
Pressão [kPa]	108.0	110.0	103.2
Humidade Relativa [%]	96.3	52.1	56.1
Precipitação [mm]	355.8	0.00	0.00
Cp [kJ/kg·K]	1.0020	1.0045	1.0004
Cv [kJ/kg·K]	0.7150	0.7175	0.7134
Caudal Mássico [kg/s]	144.3	136.0	147.4

De acordo com o processo descrito no parágrafo 4.2 podemos aferir as propriedades do ar em cada um dos pontos descritos na Figura 4.8, sendo que as condições após compressão isentrópica resultantes são:

Tabela 5.2. Características do ar após compressão.

	05/03/2017 09h	20/06/2017 12h	04/12/2017 05h
Temperatura [K]	589.3	623.0	567.3
Pressão [kPa]	1 317.6	1 342.5	1 259.0
Temperatura real medida [K]	628.9	644.0	631.3

Em seguida, para cálculo das condições do ar após fornecimento de calor, foram calculadas as quantidades de calor fornecidas para cada um dos dias tendo por base os valores reais do caudal e do poder calorífico inferior do Gás Natural.

Tabela 5.3. Características do gás natural consumido.

	05/03/2017 09h	20/06/2017 12h	04/12/2017 05h
Caudal [m³(n)/s]	3.26	3.00	3.32
PCI [kWh/m³(n)]	10.74	10.56	10.58

Considerando os valores obtidos na Tabela 5.3, pode aferir-se as condições do ar de admissão da turbina:

Tabela 5.4. Características do ar à entrada da turbina.

	05/03/2017 09h	20/06/2017 12h	04/12/2017 05h
Temperatura [K]	1 460.8	1 456.1	1 423.6
Pressão [kPa]	1 317.6	1 342.5	1 259.0

Por fim obteve-se os valores das condições após expansão isentrópica:

Tabela 5.5. Características do ar após expansão.

	05/03/2017 09h	20/06/2017 12h	04/12/2017 05h
Temperatura [K]	713.6	712.5	694.6
Pressão [kPa]	108.0	110.0	103.2
Temperatura real medida [K]	823.0	833.1	819.2

Foram ainda obtidos os principais indicadores de performance do modelo:

Tabela 5.6. Indicadores do modelo.

	05/03/2017 09h	20/06/2017 12h	04/12/2017 05h
Went [kJ/kg]	713.6	712.5	694.6
Wsai [kJ/kg]	108.0	110.0	103.2
Potência [MW]	64.5	58.1	64.7
Eficiência Térmica [%]	51.2	51.1	51.2
Potência real [MW]	41.6	37.0	41.8
η Eficiência Térmica real [%]	33.0	32.5	33.1

Visto que existe uma discrepância significativa entre os valores calculados e os valores reais justifica-se desenvolver modelos mais complexos para caracterizar este sistema.

5.2. Modelo isentrópico do ar-padrão

Contrariamente ao modelo anterior e tal como descrito no parágrafo 4.3, neste desenvolvimento será tida em conta a variação dos calores específicos do ar, enquanto gás ideal, em todos os pontos do processo. Assim, considere-se os seguintes resultados para as condições do ar após compressão isentrópica, para os mesmos dias indicados no parágrafo anterior:

Tabela 5.7. Características do ar após compressão.

	05/03/2017 09h	20/06/2017 12h	04/12/2017 05h
Temperatura [K]	580.6	613.2	559.3
Entalpia [kJ/kg]	587.9	622.2	565.5
Pressão Relativa	14.5	17.8	12.7
Temperatura Real medida [K]	628.9	644.0	631.3

Partindo destes resultados calculou-se as condições do ar após fornecimento de calor, de notar que, de igual forma ao modelo anterior, considerou-se o fornecimento de calor função do caudal e poder calorífico superior do Gás Natural consumido:

Tabela 5.8. Características do ar à entrada da turbina.

	05/03/2017 09h	20/06/2017 12h	04/12/2017 05h
Temperatura [K]	1 354.7	1353.0	1322.0
Entalpia [kJ/kg]	1 461.1	1 459.1	1 422.1
Pressão Relativa	394.0	392.0	356.0

De igual modo obtém-se as condições do ar na exaustão da turbina e indicadores de performance do modelo:

Tabela 5.9. Características do ar à saída da turbina.

	05/03/2017 09h	20/06/2017 12h	04/12/2017 05h
Temperatura [K]	719.9	718.9	700.7
Entalpia [kJ/kg]	736.3	735.2	715.6
Pressão Relativa	32.3	32.1	29.2
Temperatura Real medida [K]	823.0	833.1	819.2

Tabela 5.10. Indicadores do modelo.

	05/03/2017 09h	20/06/2017 12h	04/12/2017 05h
Went [kJ/kg]	300.4	317.7	289.1
Wsai [kJ/kg]	724.8	723.9	706.5
Potência [MW]	61.3	55.2	61.5
η Eficiência Térmica [%]	48.6	48.5	48.7
Potência real [MW]	41.6	37.0	41.8
η Eficiência Térmica real [%]	33.0	32.5	33.1

5.3. Modelo isentrópico com combustão isobárica adiabática da mistura ar-combustível

No presente modelo, e face aos dois casos vistos previamente, é considerada a combustão da mistura ar-gás. Partindo dos cálculos da composição do ar pode obter-se a seguinte composição (dados referentes a um ponto da amostra de dados):

Tabela 5.11. Composição do ar ambiente típica da amostra.

	O_2	N_2	H_2O
Pressão Parcial [kPa]	22.8	85.7	1.6
Fração Molar [%]	21%	78%	1%
Razão Molar [%]	1.00	3.76	0.05

Assim, considere-se os seguintes resultados para as condições do ar após compressão isentrópica, para os mesmos dias indicados no parágrafo anterior:

Tabela 5.12. Características do ar após compressão.

	05/03/2017 09h	20/06/2017 12h	04/12/2017 05h
Temperatura [K]	578.7	610.7	558.1
Entalpia [kJ/kg]	594.8	631.5	569.7
Temperatura Real [K]	628.9	644.0	631.3

Relativamente ao Gás Natural consumido, sabe-se que o mesmo apresenta, tipicamente e segundo a base de dados da REN, a seguinte composição:

Tabela 5.13. Composição média do Gás Natural.

	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10i}	C_4H_{10n}	C_5H_{12}
Fração Molar [%]	92.7%	5.0%	1.7%	0.2%	0.3%	0.1%

Por forma a conhecer-se o tipo de combustão (rica ou pobre) foram ainda calculados alguns indicadores e obtidos os seguintes resultados:

Tabela 5.14. Parâmetros do processo de combustão.

	05/03/2017 09h	20/06/2017 12h	04/12/2017 05h
$Z_{estequiométrico}$	2.15	2.11	2.12
Z_{real}	7.01	7.15	6.90
Caudal mássico de combustível [kg/s]	2.54	2.29	2.61
Caudal mássico de ar [kg/s]	141.8	133.7	144.8
Relação combustível-ar estequiométrica	0.06	0.06	0.06
Relação ar-combustível estequiométrica	17.09	17.22	17.02
Relação combustível-ar real	0.31	0.30	0.31
Relação ar-combustível real	55.8	58.3	55.5
Riqueza da mistura	0.31	0.30	0.31
Diluição da mistura	3.26	3.38	3.26
Excesso de Ar	223%	238%	226%

Partindo destes resultados calculou-se as condições da mistura após combustão para a temperatura de chama obtida:

Tabela 5.15. Características do fluido de trabalho após combustão.

	05/03/2017 09h	20/06/2017 12h	04/12/2017 05h
Temperatura [K]	1 280.5	1 277.6	1 273.7
Entalpia [kJ/kg]	1 443.6	1 443.7	1 427.9

De igual modo obtém-se as condições do fluido de trabalho na exaustão da turbina após expansão isentrópica e indicadores de performance do modelo:

Tabela 5.16. Características do ar à saída da turbina.

	05/03/2017 09h	20/06/2017 12h	04/12/2017 05h
Temperatura [K]	694.9	693.3	689.8
Entalpia [kJ/kg]	740.5	740.7	731.4
Temperatura Real [K]	823.0	833.1	819.2

Tabela 5.17. Indicadores do modelo.

	05/03/2017 09h	20/06/2017 12h	04/12/2017 05h
Went [kJ/kg]	302.8	321.1	290.5
Wsai [kJ/kg]	703.0	703.1	696.5
η Isentrópica Compressor [%]	84.9	89.9	78.9
η Isentrópica Turbina [%]	83.9	82.3	83.5
Potência [MW]	58.5	52.7	60.6
η Eficiência Térmica [%]	50.4	49.2	52.0
Potência real [MW]	41.6	37.0	41.8
η Eficiência Térmica real [%]	33.0	32.5	33.1

5.4. Modelo não isentrópico com combustão isobárica adiabática da mistura ar-combustível

Considerando que os processos de expansão e compressão da turbina não são isentrópicos, analisaremos as condições do fluido de trabalho nos vários pontos do processo bem como faremos uma comparação dos resultados com os modelos que vimos nos parágrafos anteriores. Por forma a obter os valores não isentrópicos, procedeu-se a uma calibração do modelo utilizando as eficiências do compressor e da turbina. Estes valores de eficiência foram obtidos através dos dados reais da operação e considerados os valores médios dos mesmos tal que:

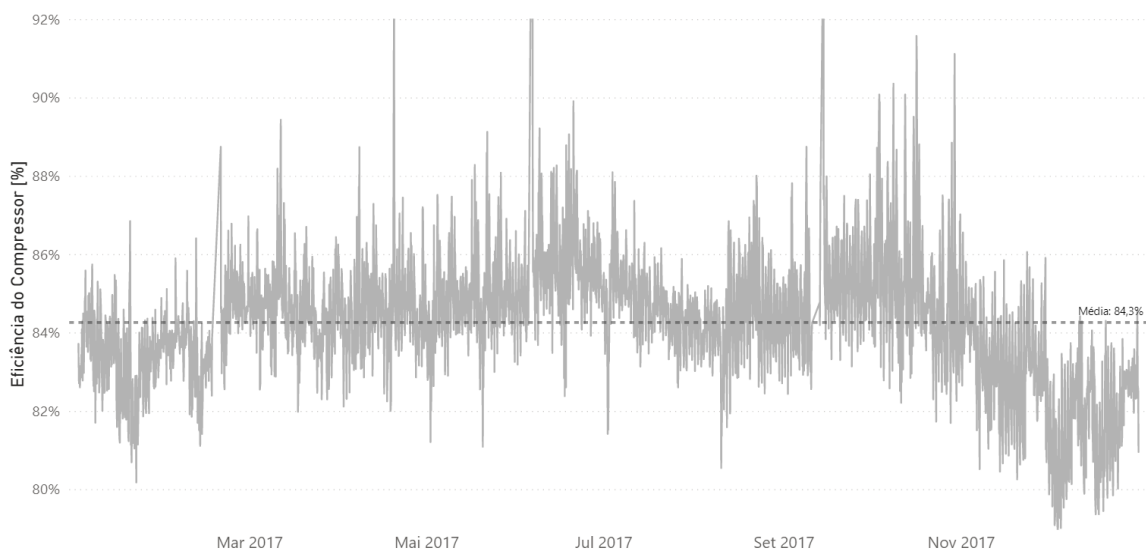


Figura 5.1. Eficiência do compressor.

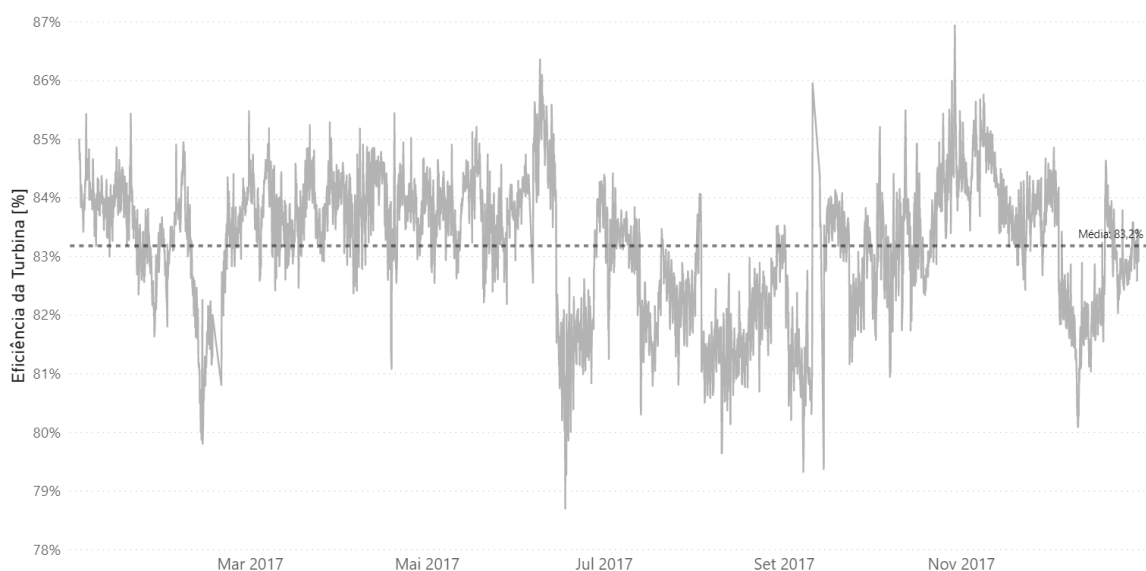


Figura 5.2. Eficiência da turbina.

A utilização dos valores médios das eficiências isentrópicas deve-se ao facto de adaptar-se o modelo para utilização em análises paramétricas que visam estudar o efeito, na potência produzida e na eficiência do sistema, de parâmetros como a temperatura e a humidade ambiente.

Tabela 5.18. Eficiências isentrópicas consideradas.

Eficiência Isentrópica do compressor [%]	84.3%
Eficiência Isentrópica da turbina [%]	83.2%

É importante referir que esta calibração pressupõe que a totalidade da discrepância entre os valores calculados (nos modelos) e os valores reais se deve à eficiência isentrópica tanto do compressor como da turbina. No entanto, este pressuposto não é inteiramente verdade visto que num sistema deste género existem outros tipos de perdas, tais como, quedas de pressão e trocas de energia com a envolvente, que afetam fortemente os processos de compressão, expansão e combustão do sistema. Ainda assim, considerando este pressuposto, pelos resultados que podemos ver neste capítulo, não será uma aproximação errada visto que os resultados irão estar alinhados com os valores reais.

Considerando os valores da Tabela 5.18, calcularam-se as condições do ar nos diferentes pontos do processo, bem como os respetivos indicadores de performance:

Tabela 5.19. Características do ar após compressão.

	05/03/2017 09h	20/06/2017 12h	04/12/2017 05h
Temperatura [K]	803.9	803.8	797.5
Entalpia [kJ/kg]	865.5	867.6	854.2

Tabela 5.20. Características do fluido de trabalho após combustão.

	05/03/2017 09h	20/06/2017 12h	04/12/2017 05h
Temperatura [K]	1 324.4	1 324.0	1 316.1
Entalpia [kJ/kg]	1 499.1	1 502.6	1 481.3

Tabela 5.21. Características do fluido de trabalho na exaustão da turbina.

	05/03/2017 09h	20/06/2017 12h	04/12/2017 05h
Temperatura [K]	803.9	803.8	797.5
Entalpia [kJ/kg]	865.5	867.6	854.2

Tabela 5.22. Indicadores do modelo.

	05/03/2017 09h	20/06/2017 12h	04/12/2017 05h
Went [kJ/kg]	360.6	382.3	345.9
W_{sai} [kJ/kg]	633.7	635.0	627.2
Potência [MW]	40.3	35.2	42.4
η Eficiência Térmica [%]	32.1	30.3	33.7
Potência real [MW]	41.6	37.0	41.8
η Eficiência Térmica real [%]	33.0	32.5	33.1

De igual modo analisaremos os valores ao longo do período de janeiro a dezembro de 2017 e faremos uma comparação com os modelos já abordados anteriormente. No que diz respeito às condições do ar após compressão, obtém-se o seguinte:

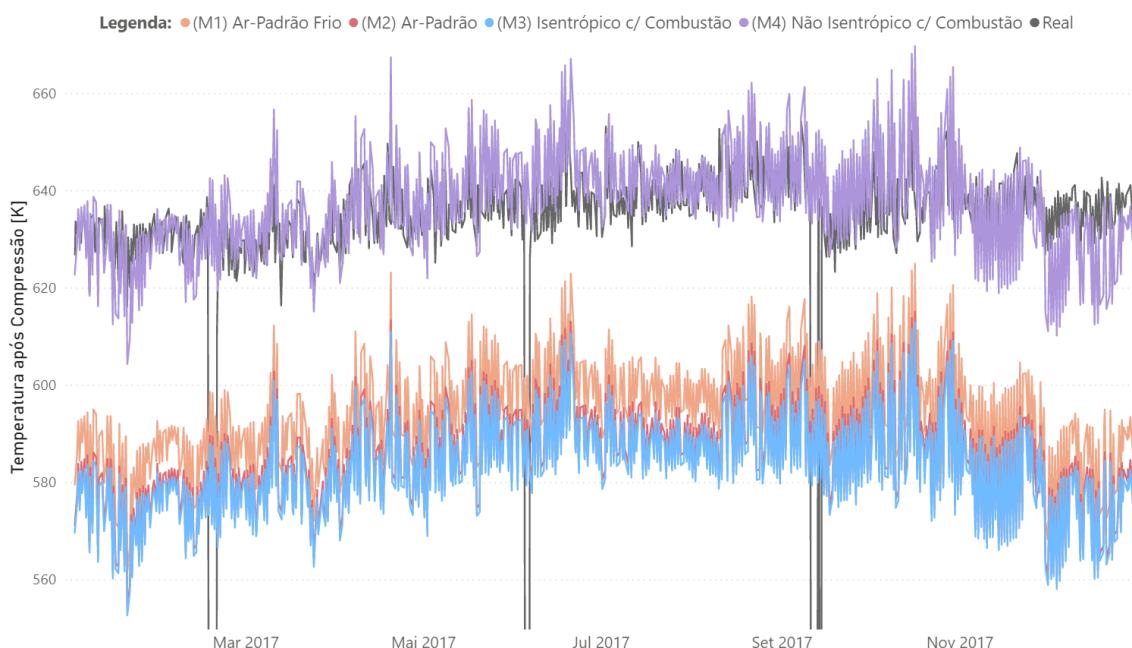


Figura 5.3. Temperaturas obtidas após compressão dos vários modelos.

Analisando a Figura 5.3 pode aferir-se que o modelo 4 obtém resultados muito semelhantes aos valores reais. Tendo por base a calibração com dados reais da operação, os resultados obtidos vão de encontro ao que se pretendia, uma vez que, partindo do pressuposto de eficiências isentrópicas constantes, o resultado do modelo tem valores e comportamento muito semelhantes aos dados medidos.

Dos restantes três modelos referir o facto de que o modelo M1 ser o que apresenta maior temperatura, facto resultante de considerar-se um modelo ideal em que o processo admite calores específicos constantes e, por conseguinte, maior facilidade em comprimir o fluido. No modelo M2 observa-se já uma diminuição da temperatura obtida face ao M1 resultado de passar a considerar-se os calores específicos do ar variáveis com a temperatura do fluido, em que o processo passa a necessitar de maior trabalho para alcançar a mesma temperatura.

Em seguida analisaremos os resultados obtidos nos vários modelos para a temperatura na admissão da turbina:

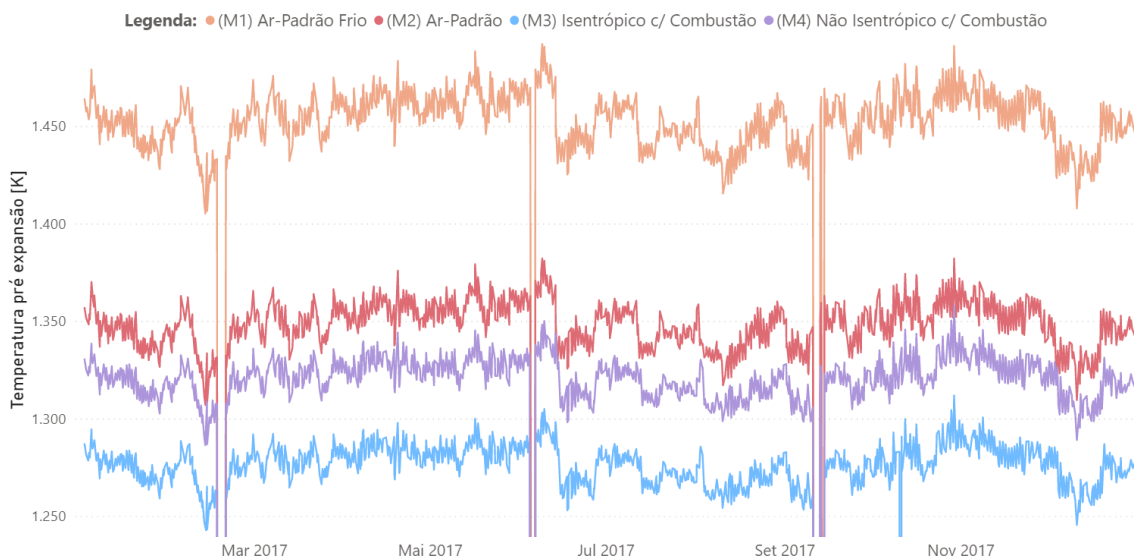


Figura 5.4. Temperaturas obtidas pré expansão dos vários modelos.

Naturalmente, as diferenças observáveis na Figura 5.3, vão afetar e alavancar as diferenças obtidas com o avançar do processo. Como podemos observar na Figura 5.4, os modelos M1 e M2 são os que apresentam as temperaturas mais altas decorrente de se considerar na sua elaboração um processo de fornecimento de calor a uma pressão constante a partir de uma fonte externa. Já nos modelos M3 e M4, apesar de ambos serem obtidos de igual forma, a sua diferença de temperatura é decorrente do processo não isentrópico considerado na compressão do fluido.

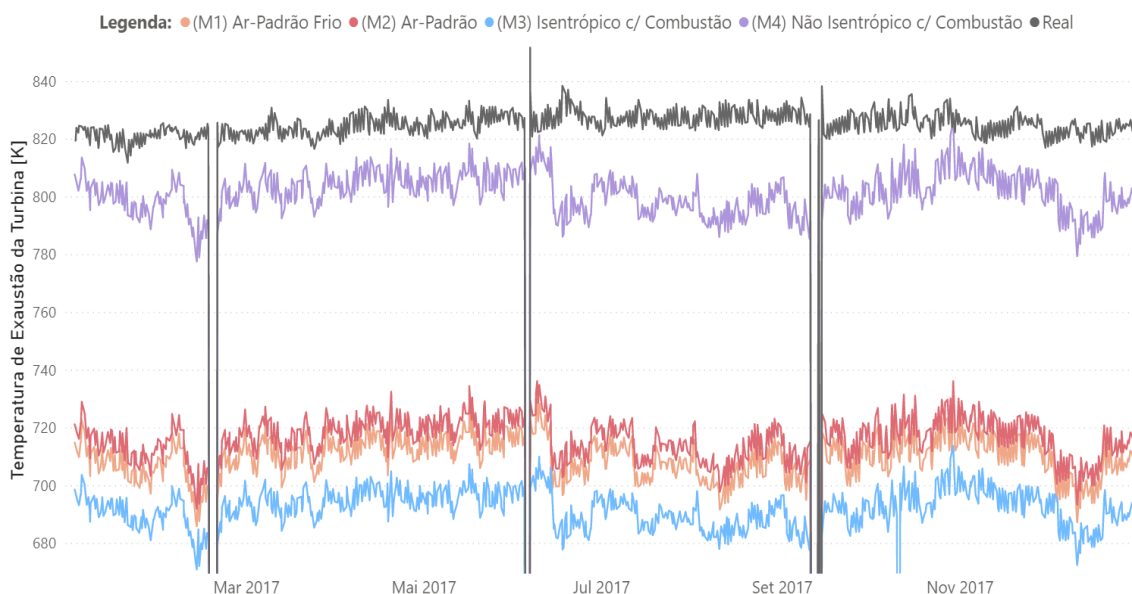


Figura 5.5. Temperaturas de exaustão da turbina dos vários modelos.

Já no que respeita às temperaturas após expansão do fluido de trabalho, o seu comportamento é muito semelhante ao observável na compressão, sendo o modelo calibrado o que apresenta valores mais aproximados da realidade, ainda que com uma pequena diferença.

Nos restantes três modelos, os resultados obtidos estão diretamente ligados com os pressupostos considerando, sendo um deles a expansão isentrópica. Ainda assim pode observar-se que o modelo M1 é aquele que apresenta a maior variação de temperaturas, isto deve-se ao facto de, tal como no processo de compressão, não serem consideradas variações de calores específicos e consequentemente o sistema, idealmente, ser mais eficaz no processo de expansão.

Por fim analisamos potência e eficiência térmica do sistema para os vários modelos:

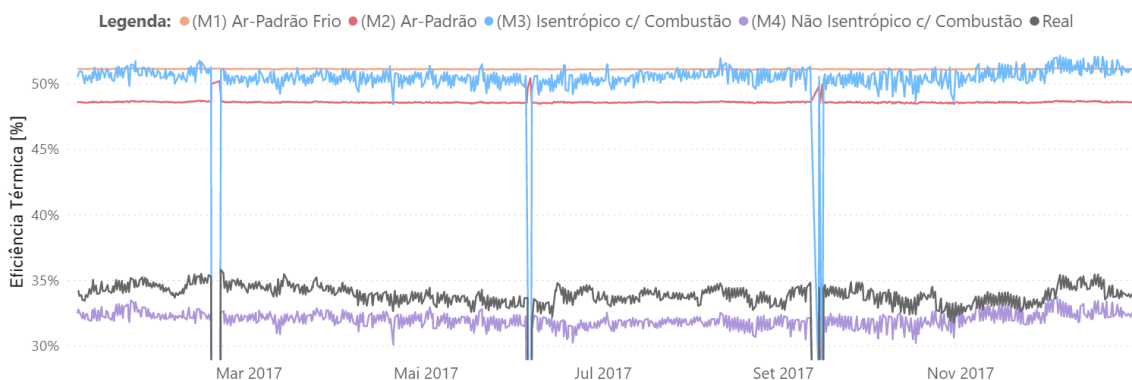


Figura 5.6. Eficiência Térmica dos vários modelos.

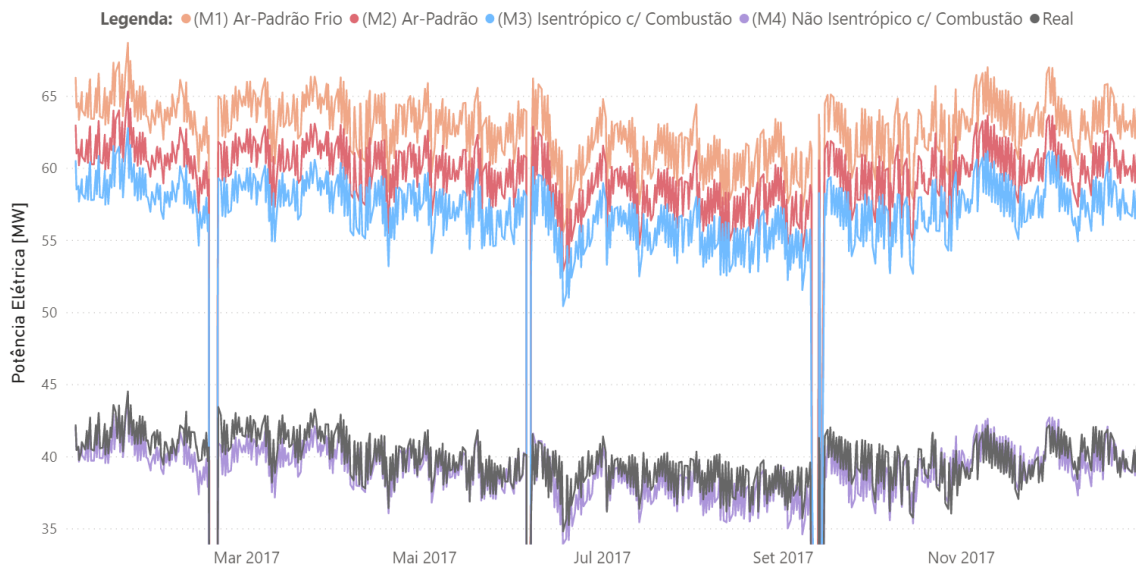


Figura 5.7. Potência elétrica dos vários modelos.

No caso dos modelos M1 e M2, visto estarmos perante um ciclo ideal, em que não existem perdas é expectável que também a potência difere dos valores reais obtidos. Nestes modelos não são consideradas perdas de pressão nos processos sendo por isso possível obter melhores resultados líquidos exigindo menor trabalho.

Como podemos observar na Figura 5.7, no caso do modelo M4, apesar dos resultados apresentarem um grau de erro, face aos reais, relativamente pequeno podemos admitir que este modelo traduz com alguma confiança o *output* do sistema em estudo servindo por isso como uma base fiável a estudos e sensibilidades que analisaremos nos pontos seguintes:

5.4.1. Variação da potência com a razão de pressões

Um dos pressupostos do presente trabalho é o valor da razão de pressões da turbina. Este valor, tendo sido usado o tabelado, pode representar um dos fatores para a existência de erros e diferenças entre os valores obtidos pelo modelo e os valores reais do sistema. Por forma a percebermos como a razão de pressões afeta o funcionamento da turbina, fixaram-se as condições do ar à entrada da turbina e obtiveram-se os restantes dados do sistema tais que:

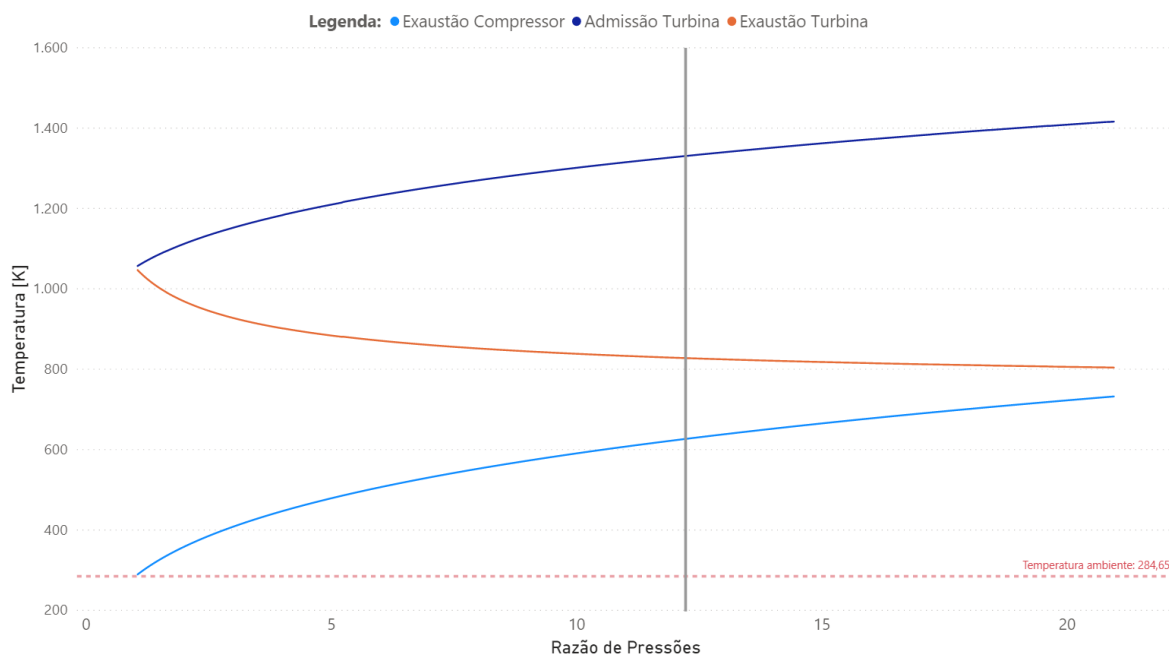


Figura 5.8. Temperaturas versus Razão de Pressões.

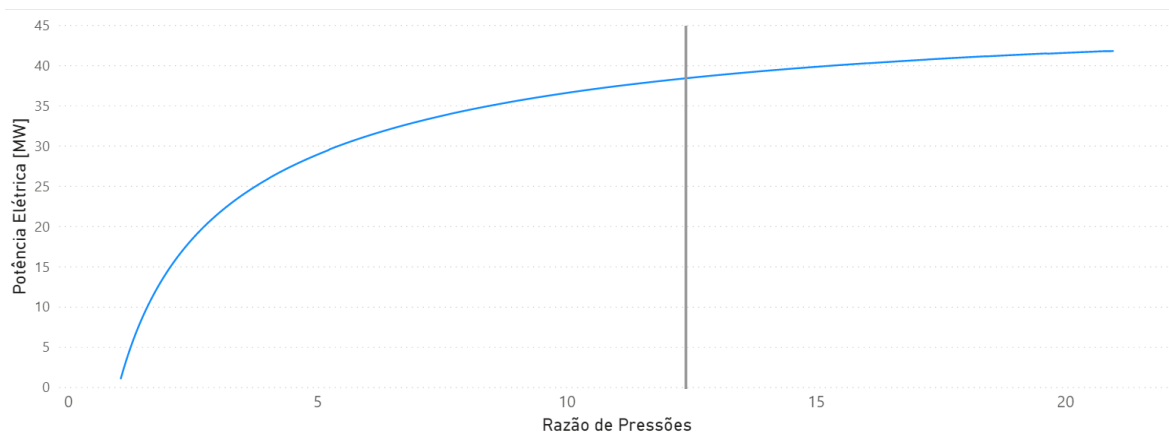


Figura 5.9. Potência versus Razão de Pressões.

Tal como observável na Figura 5.8, face à razão de pressões tabelada de 12,2, quanto maior a razão de pressões maior será a diferença entre as temperaturas antes e após os processos de expansão e compressão. Por conseguinte, uma vez que a potência produzida está diretamente relacionada com o diferencial de entalpias antes e após os processos de expansão e compressão, é expectável que a potência aumente com o aumento da razão de pressões, o qual podemos aferir na Figura 5.9.

5.4.2. Variação da potência com a temperatura ambiente

Visto ser importante para este estudo perceber como é que a potência elétrica varia com o aumento da temperatura ambiente procedeu-se a um estudo considerando um incremento sequencial de temperatura para as mesmas condições de pressão e humidade relativa.

Por forma a fazer esta análise, procedeu-se a uma análise dos dados reais por forma a obtermos o caudal volúmico médio da turbina:

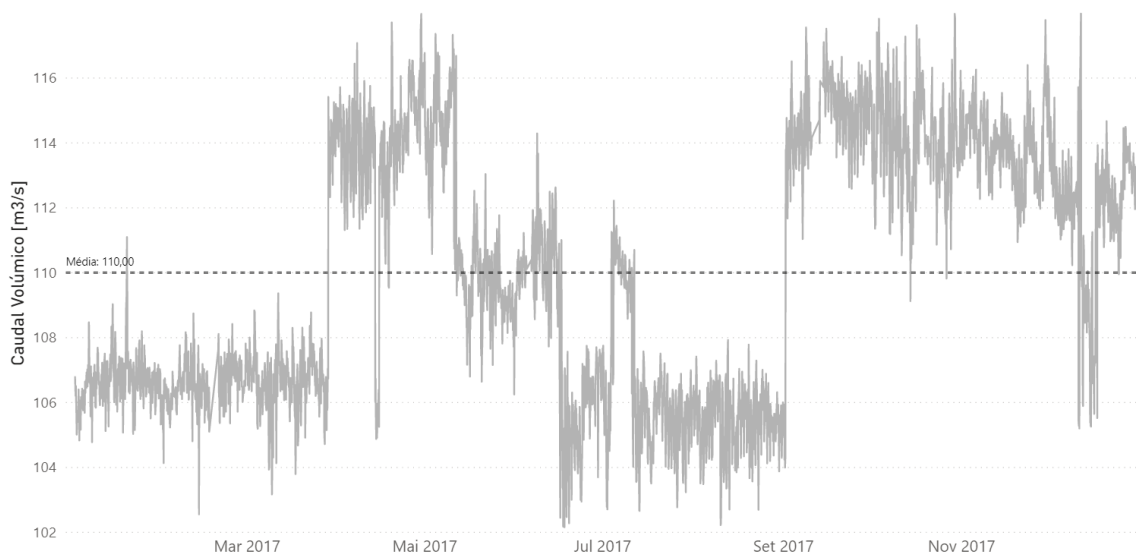


Figura 5.10. Potência e Caudal Mássico *versus* Temperatura Ambiente.

Fixado um caudal volúmico de 110 m³/s, procedeu-se à análise paramétrica dos restantes pontos.

Tal como expectável o incremento da temperatura ambiente e conseqüente variação da densidade do ar provoca um decréscimo na massa de ar movimentada na turbina. Desta forma, observável na Figura 5.11, podemos concluir que, em média, por cada incremento de 1 K na temperatura ambiente, a potência sofre uma redução de 61 kW, o que representa 0.15% do valor tabela de 40 MW para a produção nominal desta turbina. Em suma, num dia representativo da estação de Verão na região de Sines com uma temperatura ambiente de 313 K ou 40°C pode aferir-se uma queda de cerca de 2.4 MW face a um valor referência de 273 K.

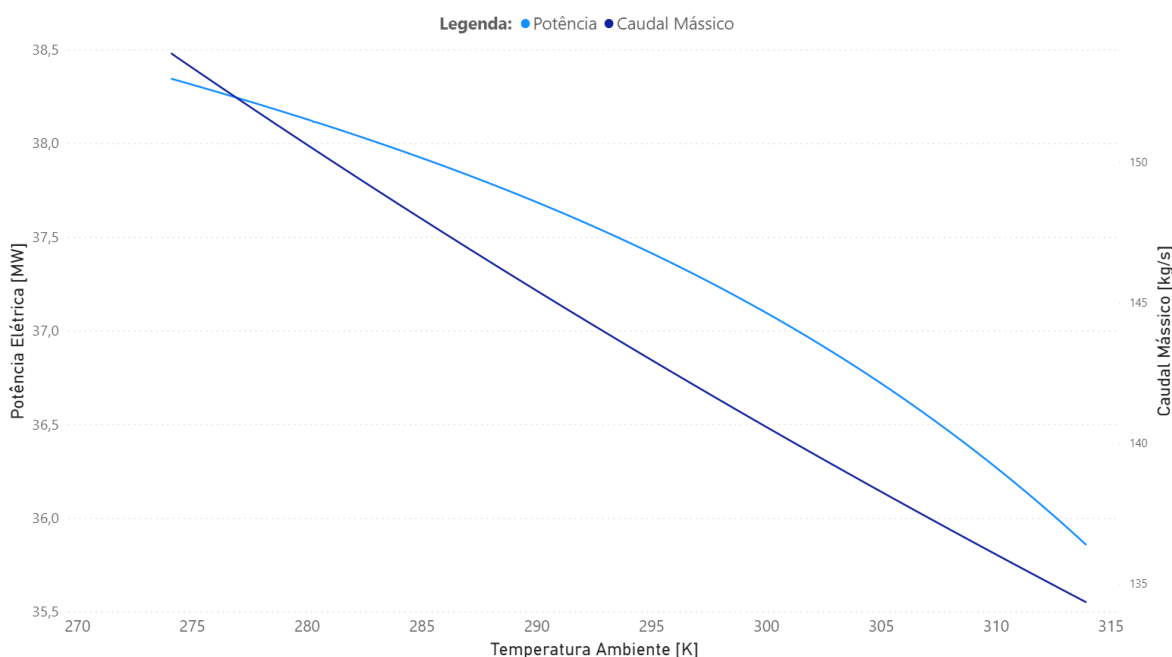


Figura 5.11. Potência e Caudal Mássico *versus* Temperatura Ambiente.

Estes resultados representam perfeitamente a necessidade de se estudar soluções de arrefecimento da temperatura ambiente na alimentação deste tipo de turbinas e os benefícios energéticos que daí podem advir.

5.4.3. Variação da potência com a humidade relativa

Por fim, e visto que estudando posteriormente soluções de arrefecimento da temperatura ambiente, um dos parâmetros a ter em conta é a humidade relativa, a qual representa um papel fundamental nas soluções de climatização, bem como no clima litoral característico da região de Sines. Para isso fixou-se as condições de Pressão e temperatura ambiente e fez-se variar a humidade relativa, tal que:

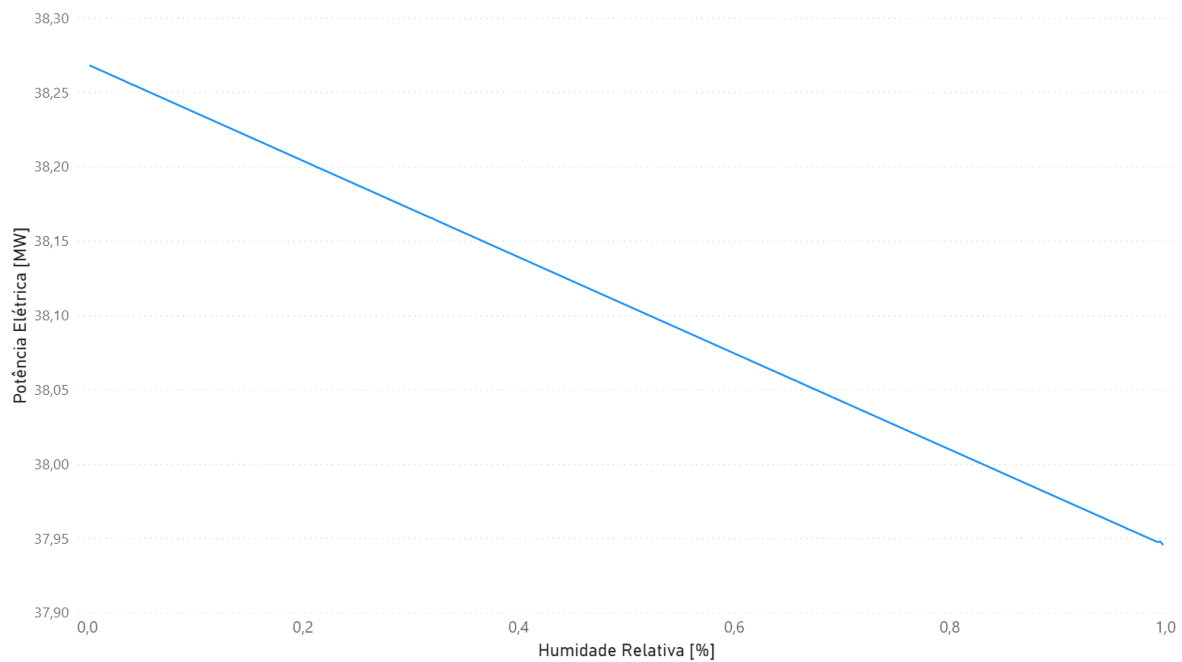


Figura 5.12. Potência *versus* Humidade Relativa.

Tal como a temperatura, a variação de humidade potência, de igual forma, a queda de potência do sistema. No entanto, e como pode ser observado na Figura 5.12, a humidade relativa tem um efeito praticamente desprezável no resultado da potência, sendo por isso um fator menos relevante para este estudo.

6. CONCLUSÕES E TRABALHO FUTURO

O presente trabalho teve como objetivo o desenvolvimento de um modelo pseudo-realista do funcionamento de uma turbina a gás. Para este desenvolvimento, face à falta de dados medidos da admissão da turbina, teve de se realizar um trabalho de preparação por forma a aferir a temperatura ambiente para a amostra de dados fornecida pelo parceiro institucional. Tendo à disposição os dados necessários para a realização do estudo, procedeu-se, através de uma abordagem *bottom-up*, a um aumento de complexidade do sistema, obtendo-se resultados cada vez mais alinhados com os dados reais medidos.

À exceção da obtenção de dados meteorológicos, obtidos através de um *script Python*, e a análise de resultados, obtida através de *Microsoft Power BI*, todo o restante trabalho foi feito em base de *Microsoft Excel*, o que criou à priori alguns obstáculos visto não ser um software direcionado para modelação de sistemas termodinâmicos. Ainda assim, e com base no *add-in "Excel in Mechanical Engineering"*, conseguiu-se obter um modelo matemático de elevada fiabilidade e que traduziu com confiança os resultados obtidos nas consequentes análises paramétricas que se efetuaram.

Através do modelo desenvolvido pode compreender-se de que forma a variação do ar ambiente impacta a performance de uma turbina a gás. Das análises realizadas retirou-se que, em média, por cada incremento de 1 grau na temperatura do ar fresco é expectável obter-se uma redução de 61 kW de potência. Como consequência deste resultado, entende-se a necessidade de controlar as propriedades do ar à entrada da turbina e os ganhos económicos e energéticos daí resultantes

Como sugestão para trabalhos futuros a implementar neste modelo, passa por, numa primeira fase, modelar o funcionamento da caldeira de recuperação de calor e, numa segunda fase, modelar sistemas de controlo do ar de admissão, nomeadamente baixando a sua temperatura e permitindo o aumento de produção de energia líquida do sistema. De notar que, de acordo com *Jonsson e Yan*, turbinas a gás com uma mistura de ar-água como fluido de trabalho possibilitam uma relação custo-eficiência melhor que os ciclos combinados, defendendo que sistemas de arrefecimento evaporativo por injeção direta de água ou vapor podem ser alternativas interessantes do ponto de vista económico e de performance. Além destes também sistemas de compressão de vapor ou *chillers*, podem ser soluções viáveis à aplicação neste sistema de cogeração, sendo por isso vertentes a considerar em adaptações futuras do presente estudo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Alcântara, A. B. S. G. F. (2012), “Avaliação Económica e Energética do Dimensionamento de Centrais de Cogeração e Trigeriação”. Tese de Mestrado em Engenharia Mecânica. Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa, Lisboa.
- APREN, “Balanço da Produção de Eletricidade de Portugal Continental (setembro de 2020)”, acessado em 21 de Outubro de 2020 em: <https://www.apren.pt/pt/energias-renovaveis/producao>
- Çengel, A. Y., Boles, M. A. (2013), “Thermodynamics: An Engineering Approach”, 7ª Ed., Mc Graw Hill.
- Chacartegui, R., Jiménez-Espadafor, F., Sánchez, D., Sánchez, T. (2008), “Analysis of combustion turbine inlet air cooling systems applied to an operating cogeneration power plant” em Denton, J. C., (2008), “Energy Conversion and Management”, 49ª volume. pp. 2130-2141.
- COGEN Portugal, “A Cogeração”, acessado em 20 de outubro de 2020 em: <https://www.cogenportugal.com/eficiencia-energetica/>
- Couto, A. F. R. (2015), “Estudo da viabilidade de sistema de autoconsumo industrial com cogeração”. Tese de Mestrado em Engenharia Eletrotécnica e de Computadores. Faculdade de Engenharia, Universidade do Porto, Porto.
- El Hadik, A. A. (1990), “The Impact of Atmospheric Conditions on Gas Turbine Performance”
- Farzaneh-Gord, M., Deymi-Dashtebayaz, M. (2011), “Effect of various inlet air cooling methods on gas turbine performance” em Klemes, J. J., Lam, H. L. (2011) “Energy: The International Journal”, 36ª volume. pp. 1196-1205.
- Franco, T. R. (2014), “Viabilidade de um sistema de cogeração num supermercado”. Tese de Mestrado em Engenharia Mecânica. Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa, Lisboa.
- Galp , “Cogeração”, acessado em 20 de Outubro de 2020 em: <https://www.galp.com/corp/pt/sobre-nos/o-que-fazemos/refinacao-midstream/cogeracao>
- Galp, “Fundamentos da Refinação”, acessado em 28 de outubro de 2020 em: <https://www.galp.com/corp/pt/sobre-nos/os-nossos-negocios/refinacao-e-distribuicao/aprovisionamento-refinacao-e-logistica/fundamentos-de-refinacao>
- Galp Power, (2008) “Central de Cogeração Refinaria de Sines: Projeto de Licenciamento” 1º volume.
- General Electric Company, “6B Power Plants” acessado em 23 de Outubro de 2020 em: <https://www.ge.com/content/dam/gepower->

- pgdp/global/en_US/documents/product/gas%20turbines/Fact%20Sheet/2017-prod-specs/6b-power-plants.pdf
- IHI Power Systems Co., Ltd. “Gas Turbine Power Plant System”, acessido em 21 de Outubro de 2020 em:
<https://www.ihl.co.jp/powersystems/en/technology/powersystems/index.html>
- Jonsson, M., Yan, J. (2004), “Humidified gas turbines – a review of proposed and implemented cycles”.
- Miller, J. (2017), “The combined cycle and variations that use HRSGs”, em Eriksen, V. (2017) “Heat Recovery Steam Generator Technology”, 1ª Ed., Elsevier, Woodhead Publishing.
- Petchers, N. (2003), “combined Heating, Cooling & Power Handbook: Technologies & Applications.”, The Fairmont Press inc.
- Popli, S., Rodgers, P. (2013), “Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry”, em Markides, C., “Applied Thermal Engineering”, 50^o volume. pp. 918-931.
- Rahman, M., Abdalla, A. N., Ibrahim, T. K. (2011), “Thermodynamic performance analysis of gas turbine power plant”.
- Sourena Sattari, F. T. (2011), “Technical and economic feasibility study of using Micro CHP in the different climate zones of Iran” em Klemes, J. J., Lam, H. L. (2011) “Energy: The International Journal”, 36ª volume. pp. 4790-4798.
- Teti, E., Dallochio, M., Sanctis, D. (2020), “Effects of oil price fall on the betas in the Unconventional Oil & Gas Industry”.
- Woodbury, K., “Excel in Mechanical Engineering”, Universidade de Alabama, EUA, acessido em 15 de outubro de 2020 em:
<https://www.me.ua.edu/ExcelinME/index.htm>
- Turns, S. R. (2012), “An Introduction to Combustion: Concepts and Applications”, 3ª Ed., McGraw-Hill.
- Heywood, John B. (1988), “Internal Combustion Engine Fundamentals”, McGraw-Hill International Editions, Automotive Technology Series.
- NASA Thermo Build, “Chemical Equilibrium with Applications”, acessido 02 de Novembro de 2020: <https://cearun.grc.nasa.gov/ThermoBuild/>
- IPIECA (2014), “Open Cycle Gas Turbines”, acessido a 27 de Dezembro de 2020: <https://www.ipieca.org/resources/energy-efficiency-solutions/power-and-heat-generation/open-cycle-gas-turbines/>
- Marchwood Power, “Combined Cycle Gas Turbine Technology”, acessido 27 de Dezembro de 2020: <http://www.marchwoodpower.com/ccgt/>
- Adefarati T., Bansal R.C. (2019), “Energizing Renewable Energy Systems and Distribution Generation” em “Pathways to a Smarter Power System”, pp. 29-65.
- IHI Power Systems Co., Ltd., “Coca-Cola East Japan Products Co., Ltd.” Acessido 30 de Dezembro de 2020: <https://www.ihl.co.jp/powersystems/en/case/05/index.html>

ANEXO A

934
PROPERTY TABLES AND CHARTS

TABLE A-17

Ideal-gas properties of air

T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg-K	T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg-K
200	199.97	0.3363	142.56	1707.0	1.29559	580	586.04	14.38	419.55	115.7	2.37348
210	209.97	0.3987	149.69	1512.0	1.34444	590	596.52	15.31	427.15	110.6	2.39140
220	219.97	0.4690	156.82	1346.0	1.39105	600	607.02	16.28	434.78	105.8	2.40902
230	230.02	0.5477	164.00	1205.0	1.43557	610	617.53	17.30	442.42	101.2	2.42644
240	240.02	0.6355	171.13	1084.0	1.47824	620	628.07	18.36	450.09	96.92	2.44356
250	250.05	0.7329	178.28	979.0	1.51917	630	638.63	19.84	457.78	92.84	2.46048
260	260.09	0.8405	185.45	887.8	1.55848	640	649.22	20.64	465.50	88.99	2.47716
270	270.11	0.9590	192.60	808.0	1.59634	650	659.84	21.86	473.25	85.34	2.49364
280	280.13	1.0889	199.75	738.0	1.63279	660	670.47	23.13	481.01	81.89	2.50985
285	285.14	1.1584	203.33	706.1	1.65055	670	681.14	24.46	488.81	78.61	2.52589
290	290.16	1.2311	206.91	676.1	1.66802	680	691.82	25.85	496.62	75.50	2.54175
295	295.17	1.3068	210.49	647.9	1.68515	690	702.52	27.29	504.45	72.56	2.55731
298	298.18	1.3543	212.64	631.9	1.69528	700	713.27	28.80	512.33	69.76	2.57277
300	300.19	1.3860	214.07	621.2	1.70203	710	724.04	30.38	520.23	67.07	2.58810
305	305.22	1.4686	217.67	596.0	1.71865	720	734.82	32.02	528.14	64.53	2.60319
310	310.24	1.5546	221.25	572.3	1.73498	730	745.62	33.72	536.07	62.13	2.61803
315	315.27	1.6442	224.85	549.8	1.75106	740	756.44	35.50	544.02	59.82	2.63280
320	320.29	1.7375	228.42	528.6	1.76690	750	767.29	37.35	551.99	57.63	2.64737
325	325.31	1.8345	232.02	508.4	1.78249	760	778.18	39.27	560.01	55.54	2.66176
330	330.34	1.9352	235.61	489.4	1.79783	780	800.03	43.35	576.12	51.64	2.69013
340	340.42	2.149	242.82	454.1	1.82790	800	821.95	47.75	592.30	48.08	2.71787
350	350.49	2.379	250.02	422.2	1.85708	820	843.98	52.59	608.59	44.84	2.74504
360	360.58	2.626	257.24	393.4	1.88543	840	866.08	57.60	624.95	41.85	2.77170
370	370.67	2.892	264.46	367.2	1.91313	860	888.27	63.09	641.40	39.12	2.79783
380	380.77	3.176	271.69	343.4	1.94001	880	910.56	68.98	657.95	36.61	2.82344
390	390.88	3.481	278.93	321.5	1.96633	900	932.93	75.29	674.58	34.31	2.84856
400	400.98	3.806	286.16	301.6	1.99194	920	955.38	82.05	691.28	32.18	2.87324
410	411.12	4.153	293.43	283.3	2.01699	940	977.92	89.28	708.08	30.22	2.89748
420	421.26	4.522	300.69	266.6	2.04142	960	1000.55	97.00	725.02	28.40	2.92128
430	431.43	4.915	307.99	251.1	2.06533	980	1023.25	105.2	741.98	26.73	2.94468
440	441.61	5.332	315.30	236.8	2.08870	1000	1046.04	114.0	758.94	25.17	2.96770
450	451.80	5.775	322.62	223.6	2.11161	1020	1068.89	123.4	776.10	23.72	2.99034
460	462.02	6.245	329.97	211.4	2.13407	1040	1091.85	133.3	793.36	23.29	3.01260
470	472.24	6.742	337.32	200.1	2.15604	1060	1114.86	143.9	810.62	21.14	3.03449
480	482.49	7.268	344.70	189.5	2.17760	1080	1137.89	155.2	827.88	19.98	3.05608
490	492.74	7.824	352.08	179.7	2.19876	1100	1161.07	167.1	845.33	18.896	3.07732
500	503.02	8.411	359.49	170.6	2.21952	1120	1184.28	179.7	862.79	17.886	3.09825
510	513.32	9.031	366.92	162.1	2.23993	1140	1207.57	193.1	880.35	16.946	3.11883
520	523.63	9.684	374.36	154.1	2.25997	1160	1230.92	207.2	897.91	16.064	3.13916
530	533.98	10.37	381.84	146.7	2.27967	1180	1254.34	222.2	915.57	15.241	3.15916
540	544.35	11.10	389.34	139.7	2.29906	1200	1277.79	238.0	933.33	14.470	3.17888
550	555.74	11.86	396.86	133.1	2.31809	1220	1301.31	254.7	951.09	13.747	3.19834
560	565.17	12.66	404.42	127.0	2.33685	1240	1324.93	272.3	968.95	13.069	3.21751
570	575.59	13.50	411.97	121.2	2.35531						

TABLE A-17

Ideal-gas properties of air (Concluded)

T K	h kJ/kg	P _r	u kJ/kg	v _r	s° kJ/kg-K	T K	h kJ/kg	P _r	u kJ/kg	v _r	s° kJ/kg-K
1260	1348.55	290.8	986.90	12.435	3.23638	1600	1757.57	791.2	1298.30	5.804	3.52364
1280	1372.24	310.4	1004.76	11.835	3.25510	1620	1782.00	834.1	1316.96	5.574	3.53879
1300	1395.97	330.9	1022.82	11.275	3.27345	1640	1806.46	878.9	1335.72	5.355	3.55381
1320	1419.76	352.5	1040.88	10.747	3.29160	1660	1830.96	925.6	1354.48	5.147	3.56867
1340	1443.60	375.3	1058.94	10.247	3.30959	1680	1855.50	974.2	1373.24	4.949	3.58335
1360	1467.49	399.1	1077.10	9.780	3.32724	1700	1880.1	1025	1392.7	4.761	3.5979
1380	1491.44	424.2	1095.26	9.337	3.34474	1750	1941.6	1161	1439.8	4.328	3.6336
1400	1515.42	450.5	1113.52	8.919	3.36200	1800	2003.3	1310	1487.2	3.994	3.6684
1420	1539.44	478.0	1131.77	8.526	3.37901	1850	2065.3	1475	1534.9	3.601	3.7023
1440	1563.51	506.9	1150.13	8.153	3.39586	1900	2127.4	1655	1582.6	3.295	3.7354
1460	1587.63	537.1	1168.49	7.801	3.41247	1950	2189.7	1852	1630.6	3.022	3.7677
1480	1611.79	568.8	1186.95	7.468	3.42892	2000	2252.1	2068	1678.7	2.776	3.7994
1500	1635.97	601.9	1205.41	7.152	3.44516	2050	2314.6	2303	1726.8	2.555	3.8303
1520	1660.23	636.5	1223.87	6.854	3.46120	2100	2377.7	2559	1775.3	2.356	3.8605
1540	1684.51	672.8	1242.43	6.569	3.47712	2150	2440.3	2837	1823.8	2.175	3.8901
1560	1708.82	710.5	1260.99	6.301	3.49276	2200	2503.2	3138	1872.4	2.012	3.9191
1580	1733.17	750.0	1279.65	6.046	3.50829	2250	2566.4	3464	1921.3	1.864	3.9474

Note: The properties P_r (relative pressure) and v_r (relative specific volume) are dimensionless quantities used in the analysis of isentropic processes, and should not be confused with the properties pressure and specific volume.

Source: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4th ed. (New York: McGraw-Hill, 1983), pp. 785-86, table A-5. Originally published in J. H. Keenan and J. Kaye, *Gas Tables* (New York: John Wiley & Sons, 1948).

TABLE A-18

Ideal-gas properties of nitrogen, N₂

T K	h̄ kJ/kmol	ū kJ/kmol	s̄° kJ/kmol-K	T K	h̄ kJ/kmol	ū kJ/kmol	s̄° kJ/kmol-K
0	0	0	0	600	17,563	12,574	212.066
220	6,391	4,562	182.639	610	17,864	12,792	212.564
230	6,683	4,770	183.938	620	18,166	13,011	213.055
240	6,975	4,979	185.180	630	18,468	13,230	213.541
250	7,266	5,188	186.370	640	18,772	13,450	214.018
260	7,558	5,396	187.514	650	19,075	13,671	214.489
270	7,849	5,604	188.614	660	19,380	13,892	214.954
280	8,141	5,813	189.673	670	19,685	14,114	215.413
290	8,432	6,021	190.695	680	19,991	14,337	215.866
298	8,669	6,190	191.502	690	20,297	14,560	216.314
300	8,723	6,229	191.682	700	20,604	14,784	216.756
310	9,014	6,437	192.638	710	20,912	15,008	217.192
320	9,306	6,645	193.562	720	21,220	15,234	217.624
330	9,597	6,853	194.459	730	21,529	15,460	218.059
340	9,888	7,061	195.328	740	21,839	15,686	218.472
350	10,180	7,270	196.173	750	22,149	15,913	218.889
360	10,471	7,478	196.995	760	22,460	16,141	219.301
370	10,763	7,687	197.794	770	22,772	16,370	219.709
380	11,055	7,895	198.572	780	23,085	16,599	220.113
390	11,347	8,104	199.331	790	23,398	16,830	220.512
400	11,640	8,314	200.071	800	23,714	17,061	220.907
410	11,932	8,523	200.794	810	24,027	17,292	221.298
420	12,225	8,733	201.499	820	24,342	17,524	221.684
430	12,518	8,943	202.189	830	24,658	17,757	222.067
440	12,811	9,153	202.863	840	24,974	17,990	222.447
450	13,105	9,363	203.523	850	25,292	18,224	222.822
460	13,399	9,574	204.170	860	25,610	18,459	223.194
470	13,693	9,786	204.803	870	25,928	18,695	223.562
480	13,988	9,997	205.424	880	26,248	18,931	223.927
490	14,285	10,210	206.033	890	26,568	19,168	224.288
500	14,581	10,423	206.630	900	26,890	19,407	224.647
510	14,876	10,635	207.216	910	27,210	19,644	225.002
520	15,172	10,848	207.792	920	27,532	19,883	225.353
530	15,469	11,062	208.358	930	27,854	20,122	225.701
540	15,766	11,277	208.914	940	28,178	20,362	226.047
550	16,064	11,492	209.461	950	28,501	20,603	226.389
560	16,363	11,707	209.999	960	28,826	20,844	226.728
570	16,662	11,923	210.528	970	29,151	21,086	227.064
580	16,962	12,139	211.049	980	29,476	21,328	227.398
590	17,262	12,356	211.562	990	29,803	21,571	227.728

TABLE A-18

Ideal-gas properties of nitrogen, N₂ (Concluded)

<i>T</i> K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol-K	<i>T</i> K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol-K
1000	30,129	21,815	228.057	1760	56,227	41,594	247.396
1020	30,784	22,304	228.706	1780	56,938	42,139	247.798
1040	31,442	22,795	229.344	1800	57,651	42,685	248.195
1060	32,101	23,288	229.973	1820	58,363	43,231	248.589
1080	32,762	23,782	230.591	1840	59,075	43,777	248.979
1100	33,426	24,280	231.199	1860	59,790	44,324	249.365
1120	34,092	24,780	231.799	1880	60,504	44,873	249.748
1140	34,760	25,282	232.391	1900	61,220	45,423	250.128
1160	35,430	25,786	232.973	1920	61,936	45,973	250.502
1180	36,104	26,291	233.549	1940	62,654	46,524	250.874
1200	36,777	26,799	234.115	1960	63,381	47,075	251.242
1220	37,452	27,308	234.673	1980	64,090	47,627	251.607
1240	38,129	27,819	235.223	2000	64,810	48,181	251.969
1260	38,807	28,331	235.766	2050	66,612	49,567	252.858
1280	39,488	28,845	236.302	2100	68,417	50,957	253.726
1300	40,170	29,361	236.831	2150	70,226	52,351	254.578
1320	40,853	29,378	237.353	2200	72,040	53,749	255.412
1340	41,539	30,398	237.867	2250	73,856	55,149	256.227
1360	42,227	30,919	238.376	2300	75,676	56,553	257.027
1380	42,915	31,441	238.878	2350	77,496	57,958	257.810
1400	43,605	31,964	239.375	2400	79,320	59,366	258.580
1420	44,295	32,489	239.865	2450	81,149	60,779	259.332
1440	44,988	33,014	240.350	2500	82,981	62,195	260.073
1460	45,682	33,543	240.827	2550	84,814	63,613	260.799
1480	46,377	34,071	241.301	2600	86,650	65,033	261.512
1500	47,073	34,601	241.768	2650	88,488	66,455	262.213
1520	47,771	35,133	242.228	2700	90,328	67,880	262.902
1540	48,470	35,665	242.685	2750	92,171	69,306	263.577
1560	49,168	36,197	243.137	2800	94,014	70,734	264.241
1580	49,869	36,732	243.585	2850	95,859	72,163	264.895
1600	50,571	37,268	244.028	2900	97,705	73,593	265.538
1620	51,275	37,806	244.464	2950	99,556	75,028	266.170
1640	51,980	38,344	244.896	3000	101,407	76,464	266.793
1660	52,686	38,884	245.324	3050	103,260	77,902	267.404
1680	53,393	39,424	245.747	3100	105,115	79,341	268.007
1700	54,099	39,965	246.166	3150	106,972	80,782	268.601
1720	54,807	40,507	246.580	3200	108,830	82,224	269.186
1740	55,516	41,049	246.990	3250	110,690	83,668	269.763

Source: Tables A-18 through A-25 are adapted from Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4th ed. (New York: McGraw-Hill, 1983), pp. 787-98. Originally published in JANAF, *Thermochemical Tables*, NSRDS-NBS-37, 1971.

938
PROPERTY TABLES AND CHARTS

TABLE A-19

Ideal-gas properties of oxygen, O₂

T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol-K	T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol-K
0	0	0	0	600	17,929	12,940	226.346
220	6,404	4,575	196.171	610	18,250	13,178	226.877
230	6,694	4,782	197.461	620	18,572	13,417	227.400
240	6,984	4,989	198.696	630	18,895	13,657	227.918
250	7,275	5,197	199.885	640	19,219	13,898	228.429
260	7,566	5,405	201.027	650	19,544	14,140	228.932
270	7,858	5,613	202.128	660	19,870	14,383	229.430
280	8,150	5,822	203.191	670	20,197	14,626	229.920
290	8,443	6,032	204.218	680	20,524	14,871	230.405
298	8,682	6,203	205.033	690	20,854	15,116	230.885
300	8,736	6,242	205.213	700	21,184	15,364	231.358
310	9,030	6,453	206.177	710	21,514	15,611	231.827
320	9,325	6,664	207.112	720	21,845	15,859	232.291
330	9,620	6,877	208.020	730	22,177	16,107	232.748
340	9,916	7,090	208.904	740	22,510	16,357	233.201
350	10,213	7,303	209.765	750	22,844	16,607	233.649
360	10,511	7,518	210.604	760	23,178	16,859	234.091
370	10,809	7,733	211.423	770	23,513	17,111	234.528
380	11,109	7,949	212.222	780	23,850	17,364	234.960
390	11,409	8,166	213.002	790	24,186	17,618	235.387
400	11,711	8,384	213.765	800	24,523	17,872	235.810
410	12,012	8,603	214.510	810	24,861	18,126	236.230
420	12,314	8,822	215.241	820	25,199	18,382	236.644
430	12,618	9,043	215.955	830	25,537	18,637	237.055
440	12,923	9,264	216.656	840	25,877	18,893	237.462
450	13,228	9,487	217.342	850	26,218	19,150	237.864
460	13,525	9,710	218.016	860	26,559	19,408	238.264
470	13,842	9,935	218.676	870	26,899	19,666	238.660
480	14,151	10,160	219.326	880	27,242	19,925	239.051
490	14,460	10,386	219.963	890	27,584	20,185	239.439
500	14,770	10,614	220.589	900	27,928	20,445	239.823
510	15,082	10,842	221.206	910	28,272	20,706	240.203
520	15,395	11,071	221.812	920	28,616	20,967	240.580
530	15,708	11,301	222.409	930	28,960	21,228	240.953
540	16,022	11,533	222.997	940	29,306	21,491	241.323
550	16,338	11,765	223.576	950	29,652	21,754	241.689
560	16,654	11,998	224.146	960	29,999	22,017	242.052
570	16,971	12,232	224.708	970	30,345	22,280	242.411
580	17,290	12,467	225.262	980	30,692	22,544	242.768
590	17,609	12,703	225.808	990	31,041	22,809	242.120

TABLE A-19

Ideal-gas properties of oxygen, O₂ (Concluded)

<i>T</i> K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	s° kJ/kmol-K	<i>T</i> K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	s° kJ/kmol-K
1000	31,389	23,075	243.471	1760	58,880	44,247	263.861
1020	32,088	23,607	244.164	1780	59,624	44,825	264.283
1040	32,789	24,142	244.844	1800	60,371	45,405	264.701
1060	33,490	24,677	245.513	1820	61,118	45,986	265.113
1080	34,194	25,214	246.171	1840	61,866	46,568	265.521
1100	34,899	25,753	246.818	1860	62,616	47,151	265.925
1120	35,606	26,294	247.454	1880	63,365	47,734	266.326
1140	36,314	26,836	248.081	1900	64,116	48,319	266.722
1160	37,023	27,379	248.698	1920	64,868	48,904	267.115
1180	37,734	27,923	249.307	1940	65,620	49,490	267.505
1200	38,447	28,469	249.906	1960	66,374	50,078	267.891
1220	39,162	29,018	250.497	1980	67,127	50,665	268.275
1240	39,877	29,568	251.079	2000	67,881	51,253	268.655
1260	40,594	30,118	251.653	2050	69,772	52,727	269.588
1280	41,312	30,670	252.219	2100	71,668	54,208	270.504
1300	42,033	31,224	252.776	2150	73,573	55,697	271.399
1320	42,753	31,778	253.325	2200	75,484	57,192	272.278
1340	43,475	32,334	253.868	2250	77,397	58,690	273.136
1360	44,198	32,891	254.404	2300	79,316	60,193	273.891
1380	44,923	33,449	254.932	2350	81,243	61,704	274.809
1400	45,648	34,008	255.454	2400	83,174	63,219	275.625
1420	46,374	34,567	255.968	2450	85,112	64,742	276.424
1440	47,102	35,129	256.475	2500	87,057	66,271	277.207
1460	47,831	35,692	256.978	2550	89,004	67,802	277.979
1480	48,561	36,256	257.474	2600	90,956	69,339	278.738
1500	49,292	36,821	257.965	2650	92,916	70,883	279.485
1520	50,024	37,387	258.450	2700	94,881	72,433	280.219
1540	50,756	37,952	258.928	2750	96,852	73,987	280.942
1560	51,490	38,520	259.402	2800	98,826	75,546	281.654
1580	52,224	39,088	259.870	2850	100,808	77,112	282.357
1600	52,961	39,658	260.333	2900	102,793	78,682	283.048
1620	53,696	40,227	260.791	2950	104,785	80,258	283.728
1640	54,434	40,799	261.242	3000	106,780	81,837	284.399
1660	55,172	41,370	261.690	3050	108,778	83,419	285.060
1680	55,912	41,944	262.132	3100	110,784	85,009	285.713
1700	56,652	42,517	262.571	3150	112,795	86,601	286.355
1720	57,394	43,093	263.005	3200	114,809	88,203	286.989
1740	58,136	43,669	263.435	3250	116,827	89,804	287.614

TABLE A-20

Ideal-gas properties of carbon dioxide, CO₂

T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	s° kJ/kmol-K	T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	s° kJ/kmol-K
0	0	0	0	600	22,280	17,291	243.199
220	6,601	4,772	202.966	610	22,754	17,683	243.983
230	6,938	5,026	204.464	620	23,231	18,076	244.758
240	7,280	5,285	205.920	630	23,709	18,471	245.524
250	7,627	5,548	207.337	640	24,190	18,869	246.282
260	7,979	5,817	208.717	650	24,674	19,270	247.032
270	8,335	6,091	210.062	660	25,160	19,672	247.773
280	8,697	6,369	211.376	670	25,648	20,078	248.507
290	9,063	6,651	212.660	680	26,138	20,484	249.233
298	9,364	6,885	213.685	690	26,631	20,894	249.952
300	9,431	6,939	213.915	700	27,125	21,305	250.663
310	9,807	7,230	215.146	710	27,622	21,719	251.368
320	10,186	7,526	216.351	720	28,121	22,134	252.065
330	10,570	7,826	217.534	730	28,622	22,522	252.755
340	10,959	8,131	218.694	740	29,124	22,972	253.439
350	11,351	8,439	219.831	750	29,629	23,393	254.117
360	11,748	8,752	220.948	760	30,135	23,817	254.787
370	12,148	9,068	222.044	770	30,644	24,242	255.452
380	12,552	9,392	223.122	780	31,154	24,669	256.110
390	12,960	9,718	224.182	790	31,665	25,097	256.762
400	13,372	10,046	225.225	800	32,179	25,527	257.408
410	13,787	10,378	226.250	810	32,694	25,959	258.048
420	14,206	10,714	227.258	820	33,212	26,394	258.682
430	14,628	11,053	228.252	830	33,730	26,829	259.311
440	15,054	11,393	229.230	840	34,251	27,267	259.934
450	15,483	11,742	230.194	850	34,773	27,706	260.551
460	15,916	12,091	231.144	860	35,296	28,125	261.164
470	16,351	12,444	232.080	870	35,821	28,588	261.770
480	16,791	12,800	233.004	880	36,347	29,031	262.371
490	17,232	13,158	233.916	890	36,876	29,476	262.968
500	17,678	13,521	234.814	900	37,405	29,922	263.559
510	18,126	13,885	235.700	910	37,935	30,369	264.146
520	18,576	14,253	236.575	920	38,467	30,818	264.728
530	19,029	14,622	237.439	930	39,000	31,268	265.304
540	19,485	14,996	238.292	940	39,535	31,719	265.877
550	19,945	15,372	239.135	950	40,070	32,171	266.444
560	20,407	15,751	239.962	960	40,607	32,625	267.007
570	20,870	16,131	240.789	970	41,145	33,081	267.566
580	21,337	16,515	241.602	980	41,685	33,537	268.119
590	21,807	16,902	242.405	990	42,226	33,995	268.670

TABLE A-20

Ideal-gas properties of carbon dioxide, CO₂ (Concluded)

<i>T</i> K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol-K	<i>T</i> K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol-K
1000	42,769	34,455	269.215	1760	86,420	71,787	301.543
1020	43,859	35,378	270.293	1780	87,612	72,812	302.217
1040	44,953	36,306	271.354	1800	88,806	73,840	302.884
1060	46,051	37,238	272.400	1820	90,000	74,868	303.544
1080	47,153	38,174	273.430	1840	91,196	75,897	304.198
1100	48,258	39,112	274.445	1860	92,394	76,929	304.845
1120	49,369	40,057	275.444	1880	93,593	77,962	305.487
1140	50,484	41,006	276.430	1900	94,793	78,996	306.122
1160	51,602	41,957	277.403	1920	95,995	80,031	306.751
1180	52,724	42,913	278.361	1940	97,197	81,067	307.374
1200	53,848	43,871	297.307	1960	98,401	82,105	307.992
1220	54,977	44,834	280.238	1980	99,606	83,144	308.604
1240	56,108	45,799	281.158	2000	100,804	84,185	309.210
1260	57,244	46,768	282.066	2050	103,835	86,791	310.701
1280	58,381	47,739	282.962	2100	106,864	89,404	312.160
1300	59,522	48,713	283.847	2150	109,898	92,023	313.589
1320	60,666	49,691	284.722	2200	112,939	94,648	314.988
1340	61,813	50,672	285.586	2250	115,984	97,277	316.356
1360	62,963	51,656	286.439	2300	119,035	99,912	317.695
1380	64,116	52,643	287.283	2350	122,091	102,552	319.011
1400	65,271	53,631	288.106	2400	125,152	105,197	320.302
1420	66,427	54,621	288.934	2450	128,219	107,849	321.566
1440	67,586	55,614	289.743	2500	131,290	110,504	322.808
1460	68,748	56,609	290.542	2550	134,368	113,166	324.026
1480	66,911	57,606	291.333	2600	137,449	115,832	325.222
1500	71,078	58,606	292.114	2650	140,533	118,500	326.396
1520	72,246	59,609	292.888	2700	143,620	121,172	327.549
1540	73,417	60,613	292.654	2750	146,713	123,849	328.684
1560	74,590	61,620	294.411	2800	149,808	126,528	329.800
1580	76,767	62,630	295.161	2850	152,908	129,212	330.896
1600	76,944	63,741	295.901	2900	156,009	131,898	331.975
1620	78,123	64,653	296.632	2950	159,117	134,589	333.037
1640	79,303	65,668	297.356	3000	162,226	137,283	334.084
1660	80,486	66,592	298.072	3050	165,341	139,982	335.114
1680	81,670	67,702	298.781	3100	168,456	142,681	336.126
1700	82,856	68,721	299.482	3150	171,576	145,385	337.124
1720	84,043	69,742	300.177	3200	174,695	148,089	338.109
1740	85,231	70,764	300.863	3250	177,822	150,801	339.069

TABLE A-22

Ideal-gas properties of hydrogen, H₂

T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	s° kJ/kmol-K	T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	s° kJ/kmol-K
0	0	0	0	1440	42,808	30,835	177.410
260	7,370	5,209	126.636	1480	44,091	31,786	178.291
270	7,657	5,412	127.719	1520	45,384	32,746	179.153
280	7,945	5,617	128.765	1560	46,683	33,713	179.995
290	8,233	5,822	129.775	1600	47,990	34,687	180.820
298	8,468	5,989	130.574	1640	49,303	35,668	181.632
300	8,522	6,027	130.754	1680	50,622	36,654	182.428
320	9,100	6,440	132.621	1720	51,947	37,646	183.208
340	9,680	6,853	134.378	1760	53,279	38,645	183.973
360	10,262	7,268	136.039	1800	54,618	39,652	184.724
380	10,843	7,684	137.612	1840	55,962	40,663	185.463
400	11,426	8,100	139.106	1880	57,311	41,680	186.190
420	12,010	8,518	140.529	1920	58,668	42,705	186.904
440	12,594	8,936	141.888	1960	60,031	43,735	187.607
460	13,179	9,355	143.187	2000	61,400	44,771	188.297
480	13,764	9,773	144.432	2050	63,119	46,074	189.148
500	14,350	10,193	145.628	2100	64,847	47,386	189.979
520	14,935	10,611	146.775	2150	66,584	48,708	190.796
560	16,107	11,451	148.945	2200	68,328	50,037	191.598
600	17,280	12,291	150.968	2250	70,080	51,373	192.385
640	18,453	13,133	152.863	2300	71,839	52,716	193.159
680	19,630	13,976	154.645	2350	73,608	54,069	193.921
720	20,807	14,821	156.328	2400	75,383	55,429	194.669
760	21,988	15,669	157.923	2450	77,168	56,798	195.403
800	23,171	16,520	159.440	2500	78,960	58,175	196.125
840	24,359	17,375	160.891	2550	80,755	59,554	196.837
880	25,551	18,235	162.277	2600	82,558	60,941	197.539
920	26,747	19,098	163.607	2650	84,368	62,335	198.229
960	27,948	19,966	164.884	2700	86,186	63,737	198.907
1000	29,154	20,839	166.114	2750	88,008	65,144	199.575
1040	30,364	21,717	167.300	2800	89,838	66,558	200.234
1080	31,580	22,601	168.449	2850	91,671	67,976	200.885
1120	32,802	23,490	169.560	2900	93,512	69,401	201.527
1160	34,028	24,384	170.636	2950	95,358	70,831	202.157
1200	35,262	25,284	171.682	3000	97,211	72,268	202.778
1240	36,502	26,192	172.698	3050	99,065	73,707	203.391
1280	37,749	27,106	173.687	3100	100,926	75,152	203.995
1320	39,002	28,027	174.652	3150	102,793	76,604	204.592
1360	40,263	28,955	175.593	3200	104,667	78,061	205.181
1400	41,530	29,889	176.510	3250	106,545	79,523	205.765

TABLE A-23

Ideal-gas properties of water vapor, H₂O

T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	s° kJ/kmol-K	T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	s° kJ/kmol-K
0	0	0	0	600	20,402	15,413	212.920
220	7,295	5,466	178.576	610	20,765	15,693	213.529
230	7,628	5,715	180.054	620	21,130	15,975	214.122
240	7,961	5,965	181.471	630	21,495	16,257	214.707
250	8,294	6,215	182.831	640	21,862	16,541	215.285
260	8,627	6,466	184.139	650	22,230	16,826	215.856
270	8,961	6,716	185.399	660	22,600	17,112	216.419
280	9,296	6,968	186.616	670	22,970	17,399	216.976
290	9,631	7,219	187.791	680	23,342	17,688	217.527
298	9,904	7,425	188.720	690	23,714	17,978	218.071
300	9,966	7,472	188.928	700	24,088	18,268	218.610
310	10,302	7,725	190.030	710	24,464	18,561	219.142
320	10,639	7,978	191.098	720	24,840	18,854	219.668
330	10,976	8,232	192.136	730	25,218	19,148	220.189
340	11,314	8,487	193.144	740	25,597	19,444	220.707
350	11,652	8,742	194.125	750	25,977	19,741	221.215
360	11,992	8,998	195.081	760	26,358	20,039	221.720
370	12,331	9,255	196.012	770	26,741	20,339	222.221
380	12,672	9,513	196.920	780	27,125	20,639	222.717
390	13,014	9,771	197.807	790	27,510	20,941	223.207
400	13,356	10,030	198.673	800	27,896	21,245	223.693
410	13,699	10,290	199.521	810	28,284	21,549	224.174
420	14,043	10,551	200.350	820	28,672	21,855	224.651
430	14,388	10,813	201.160	830	29,062	22,162	225.123
440	14,734	11,075	201.955	840	29,454	22,470	225.592
450	15,080	11,339	202.734	850	29,846	22,779	226.057
460	15,428	11,603	203.497	860	30,240	23,090	226.517
470	15,777	11,869	204.247	870	30,635	23,402	226.973
480	16,126	12,135	204.982	880	31,032	23,715	227.426
490	16,477	12,403	205.705	890	31,429	24,029	227.875
500	16,828	12,671	206.413	900	31,828	24,345	228.321
510	17,181	12,940	207.112	910	32,228	24,662	228.763
520	17,534	13,211	207.799	920	32,629	24,980	229.202
530	17,889	13,482	208.475	930	33,032	25,300	229.637
540	18,245	13,755	209.139	940	33,436	25,621	230.070
550	18,601	14,028	209.795	950	33,841	25,943	230.499
560	18,959	14,303	210.440	960	34,247	26,265	230.924
570	19,318	14,579	211.075	970	34,653	26,588	231.347
580	19,678	14,856	211.702	980	35,061	26,913	231.767
590	20,039	15,134	212.320	990	35,472	27,240	232.184

TABLE A-23

Ideal-gas properties of water vapor, H₂O (Continued)

T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	s° kJ/kmol-K	T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	s° kJ/kmol-K
1000	35,882	27,568	232.597	1760	70,535	55,902	258.151
1020	36,709	28,228	233.415	1780	71,523	56,723	258.708
1040	37,542	28,895	234.223	1800	72,513	57,547	259.262
1060	38,380	29,567	235.020	1820	73,507	58,375	259.811
1080	39,223	30,243	235.806	1840	74,506	59,207	260.357
1100	40,071	30,925	236.584	1860	75,506	60,042	260.898
1120	40,923	31,611	237.352	1880	76,511	60,880	261.436
1140	41,780	32,301	238.110	1900	77,517	61,720	261.969
1160	42,642	32,997	238.859	1920	78,527	62,564	262.497
1180	43,509	33,698	239.600	1940	79,540	63,411	263.022
1200	44,380	34,403	240.333	1960	80,555	64,259	263.542
1220	45,256	35,112	241.057	1980	81,573	65,111	264.059
1240	46,137	35,827	241.773	2000	82,593	65,965	264.571
1260	47,022	36,546	242.482	2050	85,156	68,111	265.838
1280	47,912	37,270	243.183	2100	87,735	70,275	267.081
1300	48,807	38,000	243.877	2150	90,330	72,454	268.301
1320	49,707	38,732	244.564	2200	92,940	74,649	269.500
1340	50,612	39,470	245.243	2250	95,562	76,855	270.679
1360	51,521	40,213	245.915	2300	98,199	79,076	271.839
1380	52,434	40,960	246.582	2350	100,846	81,308	272.978
1400	53,351	41,711	247.241	2400	103,508	83,553	274.098
1420	54,273	42,466	247.895	2450	106,183	85,811	275.201
1440	55,198	43,226	248.543	2500	108,868	88,082	276.286
1460	56,128	43,989	249.185	2550	111,565	90,364	277.354
1480	57,062	44,756	249.820	2600	114,273	92,656	278.407
1500	57,999	45,528	250.450	2650	116,991	94,958	279.441
1520	58,942	46,304	251.074	2700	119,717	97,269	280.462
1540	59,888	47,084	251.693	2750	122,453	99,588	281.464
1560	60,838	47,868	252.305	2800	125,198	101,917	282.453
1580	61,792	48,655	252.912	2850	127,952	104,256	283.429
1600	62,748	49,445	253.513	2900	130,717	106,605	284.390
1620	63,709	50,240	254.111	2950	133,486	108,959	285.338
1640	64,675	51,039	254.703	3000	136,264	111,321	286.273
1660	65,643	51,841	255.290	3050	139,051	113,692	287.194
1680	66,614	52,646	255.873	3100	141,846	116,072	288.102
1700	67,589	53,455	256.450	3150	144,648	118,458	288.999
1720	68,567	54,267	257.022	3200	147,457	120,851	289.884
1740	69,550	55,083	257.589	3250	150,272	123,250	290.756

ANEXO B

948
PROPERTY TABLES AND CHARTS

TABLE A-26

Enthalpy of formation, Gibbs function of formation, and absolute entropy at 25°C, 1 atm

Substance	Formula	\bar{h}_f° kJ/kmol	\bar{g}_f° kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol-K
Carbon	C(s)	0	0	5.74
Hydrogen	H ₂ (g)	0	0	130.68
Nitrogen	N ₂ (g)	0	0	191.61
Oxygen	O ₂ (g)	0	0	205.04
Carbon monoxide	CO(g)	-110,530	-137,150	197.65
Carbon dioxide	CO ₂ (g)	-393,520	-394,360	213.80
Water vapor	H ₂ O(g)	-241,820	-228,590	188.83
Water	H ₂ O(l)	-285,830	-237,180	69.92
Hydrogen peroxide	H ₂ O ₂ (g)	-136,310	-105,600	232.63
Ammonia	NH ₃ (g)	-46,190	-16,590	192.33
Methane	CH ₄ (g)	-74,850	-50,790	186.16
Acetylene	C ₂ H ₂ (g)	+226,730	+209,170	200.85
Ethylene	C ₂ H ₄ (g)	+52,280	+68,120	219.83
Ethane	C ₂ H ₆ (g)	-84,680	-32,890	229.49
Propylene	C ₃ H ₆ (g)	+20,410	+62,720	266.94
Propane	C ₃ H ₈ (g)	-103,850	-23,490	269.91
n-Butane	C ₄ H ₁₀ (g)	-126,150	-15,710	310.12
n-Octane	C ₈ H ₁₈ (g)	-208,450	+16,530	466.73
n-Octane	C ₈ H ₁₈ (l)	-249,950	+6,610	360.79
n-Dodecane	C ₁₂ H ₂₆ (g)	-291,010	+50,150	622.83
Benzene	C ₆ H ₆ (g)	+82,930	+129,660	269.20
Methyl alcohol	CH ₃ OH(g)	-200,670	-162,000	239.70
Methyl alcohol	CH ₃ OH(l)	-238,660	-166,360	126.80
Ethyl alcohol	C ₂ H ₅ OH(g)	-235,310	-168,570	282.59
Ethyl alcohol	C ₂ H ₅ OH(l)	-277,690	-174,890	160.70
Oxygen	O(g)	+249,190	+231,770	161.06
Hydrogen	H(g)	+218,000	+203,290	114.72
Nitrogen	N(g)	+472,650	+455,510	153.30
Hydroxyl	OH(g)	+39,460	+34,280	183.70

Source: From JANAF, *Thermochemical Tables* (Midland, MI: Dow Chemical Co., 1971); *Selected Values of Chemical Thermodynamic Properties*, NBS Technical Note 270-3, 1968; and *API Research Project 44* (Carnegie Press, 1953).