



ISEL



Estudo de Incorporação de H₂ no Gás Natural e seu Impacto em Equipamento Motriz

Ruben Miguel Canelas Valente
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Dissertação para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, na Área de Especialização de Energia, Refrigeração e Climatização

Orientadores:

Doutor Jorge Filipe Oliveira de Mendonça e Costa
Doutor Nuno Alexandre Soares Domingues

Júri:

Presidente: Doutor Mário José Gonçalves Cavaco Mendes
Vogais:

Doutor Miguel José Pereira Sales Cavique Santos
Doutor Jorge Filipe Oliveira de Mendonça e Costa

Dezembro de 2024

Estudo de Incorporação de H₂ no Gás Natural e seu Impacto em Equipamento Motriz

Ruben Miguel Canelas Valente
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Dissertação para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, na Área de Especialização de Energia, Refrigeração e Climatização

Orientadores:

Doutor Jorge Filipe Oliveira de Mendonça e Costa, ISEL/IPL
Doutor Nuno Alexandre Soares Domingues, ISEL/IPL

Júri:

Presidente: Doutor Mário José Gonçalves Cavaco Mendes, ISEL/IPL

Vogais:

Doutor Miguel José Pereira Sales Cavique Santos, ENaval/Marinha
Doutor Jorge Filipe Oliveira de Mendonça e Costa, ISEL/IPL

Agradecimentos

Em primeiro lugar, gostaria de marcar o meu agradecimento às entidades externas que apoiaram a realização deste trabalho. Em particular destaque, gostaria de deixar o meu agradecimento à REN – Redes Energéticas Nacionais, que contribuiu com um financiamento de cinco mil euros, que se mostrou imprescindível para a concretização do presente trabalho. Agradeço ainda ao Engenheiro Pedro Furtado que divulgou os objetivos do trabalho no seio da empresa. Pela grande disponibilidade em partilhar conhecimentos técnicos e pela visita às instalações onde se encontra o equipamento experimental, agradeço aos Engenheiros Luís Silva e Egídio Calado do Instituto Tecnológico do Gás. Por fim, gostaria de deixar o meu agradecimento à Juntas Dimaco – José Diniz Coelho, Lda. que ao perceberem que se tratava de um trabalho de natureza académica, forneceram de forma gratuita as juntas necessárias para a manutenção do circuito de óleo do equipamento experimental.

Pela ajuda na realização dos ensaios experimentais, deixo o meu agradecimento ao Professor Doutor Gonçalo Duarte.

Na qualidade de meus orientadores, gostaria de deixar o meu agradecimento ao Professor Doutor Jorge Mendonça e Costa e ao Professor Doutor Nuno Domingues pela ajuda prestada ao longo destes dois anos, não só na componente académica, mas também pelas inúmeras sessões de manutenção ao equipamento que muitos esforços exigiram.

Por último gostaria de deixar uma mensagem de agradecimento aos meus familiares e amigos mais chegados, que acompanharam e apoiaram esta fase da minha vida académica.

Declaração de integridade

Declaro que esta dissertação é o resultado da minha investigação pessoal e independente. O seu conteúdo é original e todas as fontes listadas nas referências bibliográficas foram consultadas e estão devidamente mencionadas no texto. Mais declaro que todas as referências científicas e técnicas relevantes para o desenvolvimento do trabalho estão devidamente citadas e constam das referências bibliográficas.

O autor



Rui Valente

Lisboa, 26 de outubro de 2024

Estudo de Incorporação de H₂ no Gás Natural e seu Impacto em Equipamento Motriz

Resumo

A utilização de hidrogénio tem desempenhado um papel fulcral na transição energética que visa alcançar um futuro mais sustentável. Neste sentido, foi concebido um estudo experimental que permite aferir o impacto técnico, ambiental e económico da incorporação deste combustível no gás natural. Os ensaios experimentais foram conduzidos numa unidade demonstrativa *GUNT ET 792*, caracterizada por operar segundo um ciclo a gás com configuração *twin-shaft*. O equipamento, originalmente apto para a queima de propano, foi adaptado para admitir gás natural e misturas de gás natural com hidrogénio em frações volúmicas de 5%, 10% e 20%. Os testes efetuados permitiram, em primeiro lugar, garantir a viabilidade da utilização destas misturas na ótica da segurança. Por outro lado, do ponto de vista qualitativo, foi possível avaliar as principais diferenças da utilização destes gases combustíveis a nível das temperaturas e pressões que caracterizam os principais pontos do ciclo a gás, pressão de injeção, razões ar-combustível, excesso de ar, potência produzida, eficiência global do ciclo e emissões de NO_x. Indiretamente foi possível estimar uma redução de emissões de CO₂, que pode alcançar os 9,49% através da utilização da mistura com 20% de hidrogénio, com um impacto a nível do custo de operação, que variará entre os 15,85% e os 53,94%.

Palavras-chave: Hidrogénio, Ciclo a Gás, Turbina a Gás, Transição Energética

Study on the Incorporation of H₂ in Natural Gas and its Impact on Power Equipment

Abstract

The usage of hydrogen has played a crucial role in the energy transition aimed at achieving a more sustainable future. Regarding this, an experimental study was conceived to assess the technical, environmental and economic impact of incorporating this fuel into natural gas. The experimental tests were conducted on a GUNT ET 792 demonstration unit, characterized by operating on a gas cycle in a twin-shaft configuration. The equipment, originally designed for burning propane, was adapted to accommodate natural gas and mixtures of natural gas with hydrogen in volumetric fractions of 5%, 10% and 20%. The conducted tests, in the first place, ensured the viability of using these mixtures from a safety perspective. On the other hand, from a qualitative standpoint, it was possible to evaluate the main differences in the use of these fuel gases in terms of the temperatures and pressures that characterize the main points of the gas cycle, fuel injection pressures, air-fuel ratios, excess air, power output, overall cycle efficiencies, and NO_x emissions. Indirectly, it was possible to estimate a reduction in CO₂ emissions that could reach 9.49% through the 20% hydrogen mixture, with an economic impact on operational costs ranging between 15.85% and 53.94%.

Keywords: Hydrogen, Gas Cycle, Gas Turbine, Energy Transition

Lista de Símbolos e de Siglas

Alfabeto latino

Símbolo	Designação	Unidades
$A_{1,c}$	Velocidade relativa no raio médio do olho do rotor do compressor	$m \cdot s^{-1}$
$A_{2,c}$	Velocidade relativa na periferia do rotor do compressor	$m \cdot s^{-1}$
$A_{2,t}$	Velocidade relativa na periferia do rotor da turbina	$m \cdot s^{-1}$
$A_{3,t}$	Velocidade relativa no raio médio do olho do rotor da turbina	$m \cdot s^{-1}$
AFR	Razão ar/combustível	-
AFR_{est}	Razão ar/combustível estequiométrica	-
$B_{1,c}$	Velocidade da pá no raio médio do olho do rotor do compressor	$m \cdot s^{-1}$
$B_{2,c}$	Velocidade da pá na periferia do rotor do compressor	$m \cdot s^{-1}$
$B_{2,t}$	Velocidade da pá na periferia do rotor da turbina	$m \cdot s^{-1}$
$B_{3,t}$	Velocidade da pá no raio médio do olho do rotor da turbina	$m \cdot s^{-1}$
c	Velocidade	$m \cdot s^{-1}$
$C_{0,t}$	Velocidade do escoamento não perturbado na turbina	$m \cdot s^{-1}$
$C_{1,c}$	Velocidade absoluta à entrada do compressor	$m \cdot s^{-1}$
$C_{2,c}$	Velocidade absoluta à saída do rotor do compressor	$m \cdot s^{-1}$
$C_{2,t}$	Velocidade absoluta à entrada do rotor da turbina	$m \cdot s^{-1}$
$C_{3,t}$	Velocidade absoluta à saída do rotor da turbina	$m \cdot s^{-1}$
$Ca_{3,t}$	Componente axial da velocidade absoluta à saída do rotor da turbina	$m \cdot s^{-1}$
c_p	Calor específico do ar a pressão constante	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
$Cr_{2,c}$	Componente radial da velocidade absoluta à saída do rotor do compressor	$m \cdot s^{-1}$
$Cr_{2,t}$	Componente radial da velocidade absoluta à entrada do rotor da turbina	$m \cdot s^{-1}$
$Ct_{2,c}$	Componente tangencial da velocidade absoluta à saída do rotor do compressor	$m \cdot s^{-1}$
$Ct_{2,t}$	Componente tangencial da velocidade absoluta à entrada do rotor da turbina	$m \cdot s^{-1}$
$Ct_{3,t}$	Componente tangencial da velocidade absoluta à saída do rotor da turbina	$m \cdot s^{-1}$
d	Número de unidades fundamentais na aplicação do Teorema dos Pi's de Buckingham	-
D_c	Diâmetro do compressor	m
dN_i	Varição do número de moles para uma substância "i"	mol

G	Energia livre de Gibbs	J
\bar{g}_i	Função de Gibbs molar para uma substância “i”	$J \cdot \text{mol}^{-1}$
\bar{g}_i^o	Função de Gibbs molar para uma substância “i” à pressão atmosférica	$J \cdot \text{mol}^{-1}$
$\bar{g}_{P,m}$	Função de Gibbs molar de um dado produto de ordem m	$J \cdot \text{mol}^{-1}$
$\bar{g}_{P,m}^o$	Função de Gibbs molar para um dado produto de ordem m	$J \cdot \text{mol}^{-1}$
$\bar{g}_{R,n}$	Função de Gibbs molar de um dado reagente de ordem n	$J \cdot \text{mol}^{-1}$
$\bar{g}_{R,n}^o$	Função de Gibbs molar para um dado reagente de ordem n	$J \cdot \text{mol}^{-1}$
h	Entalpia específica	$J \cdot \text{kg}^{-1}$
\bar{h}	Entalpia por mol	$J \cdot \text{mol}^{-1}$
h_0	Entalpia específica de estagnação	$J \cdot \text{kg}^{-1}$
h_1	Entalpia específica à entrada do compressor no ciclo a gás ideal	$J \cdot \text{kg}^{-1}$
h_2	Entalpia específica à saída do compressor no ciclo a gás ideal	$J \cdot \text{kg}^{-1}$
h_3	Entalpia específica à entrada da turbina no ciclo a gás ideal	$J \cdot \text{kg}^{-1}$
h_4	Entalpia específica à saída da turbina no ciclo a gás ideal	$J \cdot \text{kg}^{-1}$
\bar{h}_f^o	Entalpia de formação nas condições do estado padrão	$J \cdot \text{mol}^{-1}$
\bar{h}^o	Entalpia por mol de uma substância no estado padrão	$J \cdot \text{mol}^{-1}$
H_P	Entalpia dos produtos da reação	J
H_R	Entalpia dos reagentes da reação	J
\bar{h}^x	Entalpia por mol de uma substância num determinado estado x	$J \cdot \text{mol}^{-1}$
K	Constante de equilíbrio na combustão	-
m	Número de grupos adimensionais na aplicação do Teorema dos Pi's de Buckingham	-
\dot{m}	Caudal mássico	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
\dot{m}_{ar}	Caudal mássico de ar	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
$\dot{m}_{ar,est}$	Caudal mássico de ar estequiométrico	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
\dot{m}_{CH_4}	Caudal mássico de metano	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
M_{CH_4}	Massa molar de metano	$\text{kg} \cdot \text{mol}^{-1}$
\dot{m}_{CO_2}	Caudal mássico de dióxido de carbono	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
M_{CO_2}	Massa molar de dióxido de carbono	$\text{kg} \cdot \text{mol}^{-1}$
$\dot{m}_{CO_2_{GN}}$	Emissões de CO_2 associadas à operação com gás natural	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
$\dot{m}_{CO_2_{GN5H}}$	Emissões de CO_2 associadas à operação com gás natural com 5% de hidrogénio	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
\dot{m}_{comb}	Caudal mássico de combustível	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
\dot{m}_{GN}	Caudal mássico de gás natural	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
\dot{m}_{H_2}	Caudal mássico de hidrogénio	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$

M_i	Massa molar de uma dada substância i	$\text{kg} \cdot \text{mol}^{-1}$
\dot{m}_{O_2}	Caudal mássico de oxigénio	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
M_{O_2}	Massa molar de oxigénio	$\text{kg} \cdot \text{mol}^{-1}$
n	Número de variáveis na aplicação do Teorema dos Pi's de Buckingham	-
N_i	Número de moles de uma substância i	-
$N_{P,m}$	Número de moles de um dado produto de ordem m	-
$N_{R,n}$	Número de moles de um dado reagente de ordem n	-
N_{total}	Número de moles total	-
p	Pressão	Pa
p_0	Pressão de estagnação	Pa
$p_{01,c}$	Pressão de estagnação à entrada do rotor do compressor	Pa
$p_{01,c,rel}$	Pressão de estagnação da velocidade relativa à entrada do rotor do compressor	Pa
$p_{01,t}$	Pressão de estagnação à entrada do estator da turbina	Pa
p_{02}	Pressão de estagnação à saída do compressor no ciclo a gás real	Pa
$p_{02,c}$	Pressão de estagnação à saída do rotor do compressor	Pa
$p_{02,c,rel}$	Pressão de estagnação da velocidade relativa à saída do rotor do compressor	Pa
$p_{02,t}$	Pressão de estagnação à entrada do rotor da turbina	Pa
$p_{02,t,rel}$	Pressão de estagnação da velocidade relativa à entrada do rotor da turbina	Pa
p_{03}	Pressão de estagnação à entrada da turbina no ciclo a gás real	Pa
$p_{03,c}$	Pressão de estagnação à saída do compressor	Pa
$p_{03,t}$	Pressão de estagnação à saída do rotor da turbina	Pa
$p_{03,t,rel}$	Pressão de estagnação da velocidade relativa à saída do rotor da turbina	Pa
p_{04}	Pressão de estagnação à saída da turbina no ciclo a gás real	Pa
$p_{04,t}$	Pressão de estagnação à saída do difusor da turbina	Pa
$p_{1,c}$	Pressão à entrada do rotor do compressor	Pa
$p_{1,t}$	Pressão à entrada do estator da turbina	Pa
$p_{2,c}$	Pressão à saída do rotor do compressor	Pa
$p_{2,t}$	Pressão à entrada do rotor da turbina	Pa
$p_{3,c}$	Pressão à saída do compressor	Pa
$p_{3,t}$	Pressão isentrópica à saída do rotor da turbina	Pa
p_4	Pressão à saída da turbina no ciclo a gás real	Pa
$p_{4,t}$	Pressão à saída do difusor da turbina	Pa
p_{atm}	Pressão atmosférica	Pa

p_f	Pressão no estado final	Pa
p_{in}	Pressão no estado inicial	Pa
p_p	Pressão parcial	Pa
$p_{p_{P,m}}$	Pressão parcial de um dado produto de ordem m	Pa
$p_{p_{R,n}}$	Pressão parcial de um dado reagente de ordem n	Pa
p_{total}	Pressão total	Pa
Q	Calor	J
q_{23}	Calor específico fornecido pela combustão no ciclo a gás ideal	$J \cdot kg^{-1}$
R	Constante do gás	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
r	Razão de pressões no ciclo a gás ideal	-
$r_{1,c}$	Raio médio do olho do rotor do compressor	m
$r_{2,c}$	Raio periférico do rotor do compressor	m
$r_{2,t}$	Raio periférico do rotor da turbina	m
$r_{3,t}$	Raio médio do olho do rotor da turbina	m
S	Entropia	$J \cdot K^{-1}$
s	Entropia específica	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
s^o	Entropia específica à pressão atmosférica para uma dada temperatura	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
S_f	Entropia no estado final	$J \cdot K^{-1}$
S_{in}	Entropia no estado inicial	$J \cdot K^{-1}$
T	Temperatura	K
$T_{01,t}$	Temperatura de estagnação à entrada do estator da turbina	K
$T_{02,c}$	Temperatura de estagnação à saída do rotor do compressor	K
$T_{02,t}$	Temperatura de estagnação à entrada do rotor da turbina	K
T_{03}	Temperatura de estagnação à entrada da turbina no ciclo a gás real	K
$T_{03,c}$	Temperatura de estagnação à saída do compressor	K
$T'_{03,c}$	Temperatura de estagnação isentrópica à saída do compressor	K
$T_{03,t}$	Temperatura de estagnação à saída do rotor da turbina	K
T_{04}	Temperatura de estagnação à saída da turbina no ciclo a gás real	K
T'_{04}	Temperatura de estagnação isentrópica à saída da turbina no ciclo a gás real	K
T_1	Temperatura à entrada do compressor no ciclo a gás ideal	K
$T_{1,c}$	Temperatura à entrada do rotor do compressor	K
$T_{1,t}$	Temperatura à entrada do estator da turbina	K
T_2	Temperatura à saída do compressor no ciclo a gás ideal	K
$T_{2,c}$	Temperatura à saída do rotor do compressor	K

$T'_{2,c}$	Temperatura isentrópica à saída do rotor do compressor	K
$T_{2,t}$	Temperatura à entrada do rotor da turbina	K
$T'_{2,t}$	Temperatura isentrópica à entrada do rotor da turbina	K
$T''_{2,t}$	Temperatura isentrópica de segunda ordem à entrada do rotor da turbina	K
T_3	Temperatura à entrada da turbina no ciclo a gás ideal	K
$T_{3,c}$	Temperatura à saída do compressor	K
$T'_{3,c}$	Temperatura isentrópica à saída do compressor	K
$T''_{3,c}$	Temperatura isentrópica de segunda ordem à saída do compressor	K
$T_{3,t}$	Temperatura à saída do rotor da turbina	K
$T'_{3,t}$	Temperatura isentrópica à saída do rotor da turbina	K
$T''_{3,t}$	Temperatura isentrópica de segunda ordem à saída do rotor da turbina	K
T_4	Temperatura à saída da turbina no ciclo a gás ideal	K
$T_{4,t}$	Temperatura à saída do difusor da turbina	K
$T'_{4,t}$	Temperatura isentrópica à saída do difusor da turbina	K
T_f	Temperatura no estado final	K
U	Energia interna	J
U_{in}	Energia interna no estado inicial	J
U_f	Energia interna no estado final	J
V	Volume	m ³
V_f	Volume no estado final	m ³
V_i	Volume de uma dada substância i	m ³
V_{in}	Volume no estado inicial	m ³
V_{total}	Volume total	m ³
w	Trabalho específico desenvolvido pelo ciclo a gás ideal	J·kg ⁻¹
w_{12}	Trabalho específico de compressão no ciclo a gás ideal	J·kg ⁻¹
w_{34}	Trabalho específico de expansão no ciclo a gás ideal	J·kg ⁻¹
w_{aux}	Trabalho específico necessário para equipamentos auxiliares	J·kg ⁻¹
$w_{in,teo}$	Trabalho específico teórico a fornecer ao rotor do compressor	J·kg ⁻¹
w_{in}	Trabalho específico real a fornecer ao rotor do compressor	J·kg ⁻¹
W_{mec}	Trabalho disponível no ciclo a gás real	J
w_{mec}	Trabalho específico disponível no ciclo a gás real	J·kg ⁻¹
w_{out}	Trabalho específico produzido pela turbina nas condições de componente tangencial nula da velocidade absoluta à saída	J·kg ⁻¹
w'_{out}	Trabalho específico produzido pela turbina na presença de um difusor perfeito	J·kg ⁻¹

$W_{\text{útil,máx}}$	Trabalho máximo que seria possível extrair de uma reação	J
x	Coeficiente estequiométrico	-
x_m	Uma dada propriedade específica x de uma mistura m	-
X_m	Uma dada propriedade intensiva X duma mistura m	-
$x_{p,m}$	Coeficiente estequiométrico de um dado produto de ordem m	-
$x_{R,n}$	Coeficiente estequiométrico de um dado reagente de ordem n	-
y_{CH_4}	Fração molar de metano	-
\dot{y}_{CH_4}	Caudal molar de metano	mol·s ⁻¹
y_{CO_2}	Fração molar de dióxido de carbono	-
y_i	Fração molar de uma dada substância i	-
y_{O_2}	Fração molar de oxigénio	-
Z	Número de pás do compressor	-

Alfabeto grego

$\alpha_{1,c}$	Ângulo formado entre a velocidade da pá no raio médio do olho do compressor e a velocidade relativa no raio médio do olho do compressor	rad
$\alpha_{2,t}$	Ângulo formado entre a velocidade absoluta à entrada do rotor da turbina e a sua componente radial	rad
$\beta_{3,t}$	Ângulo formado entre a velocidade relativa no raio médio do olho do rotor da turbina e a velocidade absoluta à saída do rotor da turbina	rad
γ	Razão de calores específicos	-
ΔE_{estado}	Varição de energia associada à transição de fase	J
ΔE_{global}	Balanço energético global	J
$\Delta E_{\text{reação}}$	Varição de energia associada à reação química	J
ΔG^o	Varição da função de Gibbs em condições padrão	J
$\Delta \bar{g}$	Varição da função livre de Gibbs molar	J·mol ⁻¹
$\Delta h_{0,c}$	Varição da entalpia específica de estagnação do processo real de compressão	J·kg ⁻¹
$\Delta h'_{0,c}$	Varição da entalpia específica de estagnação do processo isentrópico de compressão	J·kg ⁻¹
$\Delta h_{0,e}$	Varição da entalpia específica de estagnação do processo real de expansão	J·kg ⁻¹
$\Delta h'_{0,e}$	Varição da entalpia específica de estagnação do processo isentrópico de expansão	J·kg ⁻¹
Δp_{cc}	Perda de carga na câmara de combustão	Pa
ΔT	Varição de temperatura	K
ε	Constante de proporcionalidade que representa a extensão da reação	mol
η	Rendimento do ciclo a gás ideal	-

η_{com}	Eficiência isentrópica de compressão no ciclo a gás real	-
η_{exp}	Eficiência isentrópica de expansão no ciclo a gás real	-
η_{global}	Eficiência global do ciclo com base no consumo de combustível	-
η_m	Eficiência mecânica	-
η_t	Eficiência da turbina	-
θ_{CH_4}	Fração mássica de metano	-
θ_{CO_2}	Fração mássica de dióxido de carbono	-
θ_i	Fração mássica de uma dada substância i	-
θ_{O_2}	Fração mássica de oxigénio	-
λ	Coeficiente de excesso de ar	-
λ_N	Coeficiente de perdas na tubeira	-
λ_R	Coeficiente de perdas no rotor	-
ρ	Densidade	kg·m ⁻³
ρ_{ar}	Densidade do ar	kg·m ⁻³
σ	Fator de escorregamento	-
$\tau_{in,teo}$	Binário específico teórico a aplicar no rotor do compressor	J·s·kg ⁻¹
φ	Razão de equivalência	-
ψ	<i>Power Input Factor</i>	-
ω_c	Velocidade de rotação do compressor	rad·s ⁻¹

Siglas e Acrónimos

Sigla/Acrónimo	Designação
<i>AFR</i>	<i>Air Fuel Ratio</i>
COP21	Conferência das Nações Unidas para as Alterações Climáticas de 2015 em Paris
COP22	Conferência das Nações Unidas para as Alterações Climáticas de 2016 em Marraquexe
<i>DLE</i>	<i>Dry Low Emission</i>
<i>EHO</i>	<i>European Hydrogen Observatory</i>
<i>FOD</i>	<i>Foreign Object Damage</i>
<i>GERG</i>	<i>Groupe Européen de Recherches Gazières</i>
IW	Índice de Wobbe
PC	Poder Calorífico
PCI	Poder Calorífico Inferior
PCI _{GN}	Poder Calorífico Inferior do gás natural
PCI _P	Poder Calorífico Inferior do propano
PCS	Poder Calorífico Superior
PNEC 2030	Plano Nacional Energia e Clima 2021-2030
PTN	Pressão e Temperatura Normais
RNC 2050	Roteiro para a Neutralidade Carbónica 2050
<i>SGT</i>	<i>Siemens Gas Turbine</i>

Índice

1	CAPÍTULO INTRODUTÓRIO	1
1.1	ENQUADRAMENTO E MOTIVAÇÃO	1
1.2	OBJETIVOS	2
1.3	ESTRUTURA	3
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	5
2.1	CICLO A GÁS	5
2.1.1	<i>Ciclo a Gás Ideal</i>	5
2.1.2	<i>Ciclo a Gás Real – Twin Shaft</i>	8
2.2	COMPRESSOR	12
2.2.1	<i>Classificação de Compressores</i>	12
2.2.2	<i>Compressor Radial</i>	13
2.3	COMBUSTÃO	16
2.3.1	<i>Generalidades, Estequiometria e Razões Ar/Combustível</i>	16
2.3.2	<i>Energia em Combustão</i>	17
2.3.3	<i>Equilíbrio em Combustão</i>	18
2.3.4	<i>Propriedades dos Gases Combustíveis e Misturas Gasosas</i>	20
2.3.5	<i>Emissões</i>	23
2.4	TURBINA	24
2.4.1	<i>Classificação de Turbinas</i>	24
2.4.2	<i>Turbina Radial</i>	25
2.5	AVALIAÇÃO DE PROJETOS	28
2.5.1	<i>Tipos e Fases dos Projetos de Investimento</i>	28
2.5.2	<i>Categorias de Avaliação de Projetos</i>	30
2.5.3	<i>Custos de Obtenção dos Combustíveis</i>	30
2.6	ESTADO DA ARTE	32
2.6.1	<i>Transporte de Misturas de Hidrogénio e Gás Natural</i>	32
2.6.2	<i>Utilização de Misturas de Hidrogénio e Gás Natural</i>	35
3	CASO DE ESTUDO	39
3.1	EQUIPAMENTO EXPERIMENTAL	39
3.2	PROCEDIMENTO	48
3.3	RESULTADOS OBTIDOS	50
3.3.1	<i>Propano</i>	50
3.3.2	<i>Gás Natural</i>	51
3.3.3	<i>Gás Natural com 5 % de Hidrogénio</i>	52
3.3.4	<i>Gás Natural com 10 % de Hidrogénio</i>	52
3.3.5	<i>Gás Natural com 20 % de Hidrogénio</i>	54
3.4	ANÁLISE DE RESULTADOS	55
3.4.1	<i>Temperaturas do Ciclo</i>	55

3.4.2	<i>Pressões do Ciclo</i>	59
3.4.3	<i>Pressão de Injeção</i>	60
3.4.4	<i>Combustão</i>	61
3.4.5	<i>Potência e eficiência do ciclo</i>	70
3.4.6	<i>Custos de Implementação</i>	73
4	CONSIDERAÇÕES FINAIS	79
4.1	CONCLUSÕES	79
4.2	TRABALHOS FUTUROS E POTENCIAIS ALTERAÇÕES TECNOLÓGICAS	81
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	83
	APÊNDICES	89
	APÊNDICE I – RESULTADOS EXPERIMENTAIS	91
	APÊNDICE II – DESVIOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS	97
	APÊNDICE III – DESVIOS CUSTOS	117
	ANEXOS	121
	ANEXO I - MANUAL DA BANCADA EXPERIMENTAL	123
	ANEXO II – CONSTITUIÇÃO DAS MISTURAS GASOSA.....	183
	ANEXO III – REDUTOR DE PRESSÃO	193
	ANEXO IV - ROTÂMETRO	199
	ANEXO V – DETETOR DE HIDROGÉNIO	203
	NOTAS	207

Índice de Figuras

FIGURA 2.1 - CICLO A GÁS IDEAL SIMPLES (ILUSTRAÇÃO BASEADA EM [6]).	6
FIGURA 2.2 - CICLO A GÁS IDEAL COM PRÉ-AQUECIMENTO, REAQUECIMENTO E ARREFECIMENTO INTERMÉDIO (ILUSTRAÇÃO BASEADA EM [6]).	7
FIGURA 2.3 - CICLO A GÁS COM CONFIGURAÇÃO <i>MULTI-SPOOL</i> (ILUSTRAÇÃO BASEADA EM [6]).	8
FIGURA 2.4 - CICLO A GÁS COM CONFIGURAÇÃO <i>TWIN-SHAFT</i> (ILUSTRAÇÃO BASEADA EM [6]).	8
FIGURA 2.5 - CICLO A GÁS REAL <i>TWIN-SHAFT</i> (ILUSTRAÇÃO BASEADA EM [6]).	9
FIGURA 2.6 - COMPRESSOR AXIAL E COMPRESSOR RADIAL (ILUSTRAÇÃO BASEADA EM [10]).	12
FIGURA 2.7 – REPRESENTAÇÃO DOS TRIÂNGULOS DE VELOCIDADES DO COMPRESSOR RADIAL (ILUSTRAÇÃO BASEADA EM [5]).	13
FIGURA 2.8 - EVOLUÇÃO <i>T-S</i> DO COMPRESSOR RADIAL DE ESTÁGIO ÚNICO (ILUSTRAÇÃO BASEADA EM [5]).	14
FIGURA 2.9 - REPRESENTAÇÃO EXEMPLIFICATIVA DA CURVA DE CARACTERÍSTICAS DE UM COMPRESSOR (ILUSTRAÇÃO BASEADA EM [5]).	15
FIGURA 2.10 - TURBINA AXIAL E TURBINA RADIAL [27].	24
FIGURA 2.11 - REPRESENTAÇÃO DOS TRIÂNGULOS DE VELOCIDADES DA TURBINA RADIAL (ILUSTRAÇÃO BASEADA EM [5]).	25
FIGURA 2.12 - EVOLUÇÃO <i>T-S</i> DA TURBINA RADIAL DE ESTÁGIO ÚNICO (ILUSTRAÇÃO BASEADA EM [5]).	27
FIGURA 3.1 - ESQUEMA DE PROCESSO DA BANCADA EXPERIMENTAL ET 792 (ILUSTRAÇÃO BASEADA EM [62]).	40
FIGURA 3.2 - PAINEL FRONTAL DA BANCADA EXPERIMENTAL ET 792 (ILUSTRAÇÃO BASEADA EM [62]).	42
FIGURA 3.3 - FOTOGRAFIA DO PAINEL FRONTAL DA BANCADA EXPERIMENTAL ET 792.	43
FIGURA 3.4 - FOTOGRAFIAS DA PARTE POSTERIOR DA BANCADA EXPERIMENTAL.	43
FIGURA 3.5 – PRINCIPAIS SUBSISTEMAS DA BANCADA EXPERIMENTAL ET792: A) CÂMARA DE COMBUSTÃO; B) ESCAPE DA TURBINA DE POTÊNCIA; C) COMPRESSOR; D) TURBINA DO GERADOR DE GASES; E) TURBINA DE POTÊNCIA; F) TRANSMISSÃO AO ALTERNADOR; G) RESISTÊNCIAS DISSIPATIVAS; H) ENTRADA DE AR; I) CIRCUITO DE ÓLEO.	44
FIGURA 3.6 – GARRAFAS DE GÁS NATURAL E MISTURAS DE GÁS NATURAL COM HIDROGÊNIO.	45
FIGURA 3.7 - INSTALAÇÃO DO REDUTOR DE PRESSÃO.	46
FIGURA 3.8 - ROTÂMETRO PARA MEDIÇÃO DO CAUDAL DAS MISTURAS DE GÁS NATURAL COM HIDROGÊNIO.	46
FIGURA 3.9 - INSTALAÇÃO DA SONDA DE MEDIÇÃO DE O ₂ E NO _x .	47
FIGURA 3.10 - DETETOR DE HIDROGÊNIO.	47
FIGURA 3.11 - PROCEDIMENTO DE RECOLHA DE DADOS.	49
FIGURA 3.12 - GRÁFICO DA TEMPERATURA DE ENTRADA NO COMPRESSOR EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE DE ROTAÇÃO DO GERADOR DE GASES E DO GÁS COMBUSTÍVEL.	55
FIGURA 3.13 - GRÁFICO DA TEMPERATURA DE SAÍDA DO COMPRESSOR EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE DE ROTAÇÃO DO GERADOR DE GASES E DO GÁS COMBUSTÍVEL.	56
FIGURA 3.14 - GRÁFICO DA TEMPERATURA DE ENTRADA NA TURBINA DO GERADOR DE GASES EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE DE ROTAÇÃO DO GERADOR DE GASES E DO GÁS COMBUSTÍVEL.	57
FIGURA 3.15 - GRÁFICO DA TEMPERATURA DE ENTRADA NA TURBINA DE POTÊNCIA EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE DE ROTAÇÃO DO GERADOR DE GASES E DO GÁS COMBUSTÍVEL.	58

FIGURA 3.16 - GRÁFICO DA TEMPERATURA DE SAÍDA DA TURBINA DE POTÊNCIA EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE DE ROTAÇÃO DO GERADOR DE GASES E DO GÁS COMBUSTÍVEL.	58
FIGURA 3.17 - GRÁFICO DA PRESSÃO DE ENTRADA NA TURBINA DE POTÊNCIA EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE DE ROTAÇÃO DO GERADOR DE GASES E DO GÁS COMBUSTÍVEL.	59
FIGURA 3.18 - GRÁFICO DA PERDA DE CARGA NA CÂMARA DE COMBUSTÃO EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE DE ROTAÇÃO DO GERADOR DE GASES E DO GÁS COMBUSTÍVEL.	60
FIGURA 3.19 - GRÁFICO DA PRESSÃO DE INJEÇÃO EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE DE ROTAÇÃO DO GERADOR DE GASES E DO GÁS COMBUSTÍVEL.	61
FIGURA 3.20 - GRÁFICO DA RAZÃO AR/COMBUSTÍVEL EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE DE ROTAÇÃO DO GERADOR DE GASES E DO GÁS COMBUSTÍVEL.	63
FIGURA 3.21 - GRÁFICO DO COEFICIENTE DE EXCESSO DE AR EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE DE ROTAÇÃO DO GERADOR DE GASES E DO GÁS COMBUSTÍVEL.	64
FIGURA 3.22 - GRÁFICO DA CONCENTRAÇÃO DE O ₂ EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE DE ROTAÇÃO DO GERADOR DE GASES E DO GÁS COMBUSTÍVEL.	64
FIGURA 3.23 - GRÁFICO DA CONCENTRAÇÃO DE NO _x EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE DE ROTAÇÃO DO GERADOR DE GASES E DO GÁS COMBUSTÍVEL.	66
FIGURA 3.24 - GRÁFICO DAS EMISSÕES DE CO ₂ (KG/S) EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE DE ROTAÇÃO DO GERADOR DE GASES E DO GÁS COMBUSTÍVEL.	68
FIGURA 3.25 - GRÁFICO DAS EMISSÕES DE CO ₂ (TON/ANO) EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE DE ROTAÇÃO DO GERADOR DE GASES E DO GÁS COMBUSTÍVEL.	69
FIGURA 3.26 - GRÁFICO DAS EMISSÕES MÉDIAS E MÁXIMAS DE CO ₂ (TON/ANO) PARA HIDROGÉNIO VERDE E HIDROGÉNIO CINZENTO EM FUNÇÃO DA MISTURA UTILIZADA.	70
FIGURA 3.27 - GRÁFICO DAS EMISSÕES MÉDIAS E MÁXIMAS DE CO ₂ (TON/ANO) PARA HIDROGÉNIO VERDE E HIDROGÉNIO AZUL, EM FUNÇÃO DA MISTURA UTILIZADA.	70
FIGURA 3.28 - GRÁFICO DA POTÊNCIA AO VEIO EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE DE ROTAÇÃO DO GERADOR DE GASES E DO GÁS COMBUSTÍVEL.	71
FIGURA 3.29 - GRÁFICO DA EFICIÊNCIA DO CICLO EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE DE ROTAÇÃO DO GERADOR DE GASES E DO GÁS COMBUSTÍVEL.	73
FIGURA 3.30 - GRÁFICOS DOS CUSTOS HORÁRIOS DE OPERAÇÃO DO EQUIPAMENTO EXPERIMENTAL EM FUNÇÃO DAS MISTURAS COMBUSTÍVEIS UTILIZADAS E DO MÉTODO DE PRODUÇÃO DO HIDROGÉNIO PARA A MÉDIA DOS ENSAIOS.	74
FIGURA 3.31 - GRÁFICOS DOS CUSTOS HORÁRIOS DE OPERAÇÃO DO EQUIPAMENTO EXPERIMENTAL EM FUNÇÃO DAS MISTURAS COMBUSTÍVEIS UTILIZADAS E DO MÉTODO DE PRODUÇÃO DO HIDROGÉNIO PARA OS ENSAIOS À POTÊNCIA MÁXIMA.	75
FIGURA 3.32 - GRÁFICOS DOS CUSTOS ANUAIS DE REDUÇÃO DE EMISSÕES DE CO ₂ EM FUNÇÃO DAS MISTURAS COMBUSTÍVEIS UTILIZADAS E DO MÉTODO DE PRODUÇÃO DO HIDROGÉNIO PARA A MÉDIA DOS ENSAIOS.	76
FIGURA 3.33 - GRÁFICOS DOS CUSTOS ANUAIS DE REDUÇÃO DE EMISSÕES DE CO ₂ EM FUNÇÃO DAS MISTURAS COMBUSTÍVEIS UTILIZADAS E DO MÉTODO DE PRODUÇÃO DO HIDROGÉNIO PARA OS ENSAIOS À POTÊNCIA MÁXIMA.	77

ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 2.1 – PROPRIEDADES DO PROPANO, GÁS NATURAL, HIDROGÉNIO E RESPECTIVAS MISTURAS [12-26].	22
TABELA 3.1 - DURAÇÃO ESTIMADA DAS MASSAS DE COMBUSTÍVEL ADQUIRIDAS.	48
TABELA 3.2 - VALORES MÉDIOS DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS COM PROPANO.	50
TABELA 3.3 - VALORES MÉDIOS DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS COM GÁS NATURAL.....	51
TABELA 3.4 - VALORES MÉDIOS DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS COM MISTURA DE GÁS NATURAL COM 5 % DE HIDROGÉNIO.....	52
TABELA 3.5 - VALORES MÉDIOS DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS COM MISTURA DE GÁS NATURAL COM 10 % DE HIDROGÉNIO.....	53
TABELA 3.6 - VALORES MÉDIOS DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS COM MISTURA DE GÁS NATURAL COM 20 % DE HIDROGÉNIO.....	54
TABELA 3.7 - RAZÕES AR/COMBUSTÍVEL E COEFICIENTES DE EXCESSO DE AR.....	62
TABELA 3.8 - EFICIÊNCIAS DO CICLO.....	72
TABELA 3.9 - CUSTO DOS COMBUSTÍVEIS.....	73
TABELA 6.1 - REGISTO DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS COM PROPANO.....	91
TABELA 6.2 - REGISTO DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS COM GÁS NATURAL.	93
TABELA 6.3 - REGISTO DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS COM MISTURA DE GÁS NATURAL COM 5% DE HIDROGÉNIO.....	94
TABELA 6.4 - REGISTO DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS COM MISTURA DE GÁS NATURAL COM 10% DE HIDROGÉNIO.....	95
TABELA 6.5 - REGISTO DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS COM MISTURA DE GÁS NATURAL COM 20% DE HIDROGÉNIO.....	96
TABELA 6.6 - DESVIOS DE GN RELATIVAMENTE AO PROPANO.....	97
TABELA 6.7 - DESVIOS DE GN5H RELATIVAMENTE AO PROPANO.	98
TABELA 6.8 - DESVIOS DE GN10H RELATIVAMENTE AO PROPANO.	99
TABELA 6.9 - DESVIOS DE GN20H RELATIVAMENTE AO PROPANO.	100
TABELA 6.10 - DESVIOS DE PROPANO RELATIVAMENTE AO GN.....	101
TABELA 6.11 - DESVIOS DE GN5H RELATIVAMENTE AO GN.....	102
TABELA 6.12 - DESVIOS DE GN10HN RELATIVAMENTE AO GN.....	103
TABELA 6.13 - DESVIOS DE GN20H RELATIVAMENTE AO GN.....	104
TABELA 6.14 - DESVIOS DE PROPANO RELATIVAMENTE AO GN5H.	105
TABELA 6.15 - DESVIOS DE GN RELATIVAMENTE AO GN5H.....	106
TABELA 6.16 - DESVIOS DE GN10HN RELATIVAMENTE AO GN5H.	107
TABELA 6.17 - DESVIOS DE GN20H RELATIVAMENTE AO GN5H.	108
TABELA 6.18 - DESVIOS DE PROPANO RELATIVAMENTE AO GN10.....	109
TABELA 6.19 - DESVIOS DE GN RELATIVAMENTE AO GN10H.....	110
TABELA 6.20 - DESVIOS DE GN5HN RELATIVAMENTE AO GN10H.....	111
TABELA 6.21 - DESVIOS DE GN20H RELATIVAMENTE AO GN10H.	112
TABELA 6.22 - DESVIOS DE PROPANO RELATIVAMENTE AO GN20H.	113
TABELA 6.23 - DESVIOS DE GN RELATIVAMENTE AO GN20H.....	114

TABELA 6.24 - DESVIOS DE GN5HN RELATIVAMENTE AO GN20H.....	115
TABELA 6.25 - DESVIOS DE GN10H RELATIVAMENTE AO GN20H.	116
TABELA 6.26 - DESVIOS DE GN5H RELATIVAMENTE AO GN.....	117
TABELA 6.27 - DESVIOS DE GN10HN RELATIVAMENTE AO GN.	117
TABELA 6.28 - DESVIOS DE GN20H RELATIVAMENTE AO GN.....	117
TABELA 6.29 - DESVIOS DE GN RELATIVAMENTE AO GN5H.....	118
TABELA 6.30 - DESVIOS DE GN10HN RELATIVAMENTE AO GN5H.	118
TABELA 6.31 - DESVIOS DE GN20H RELATIVAMENTE AO GN5H.	118
TABELA 6.32 - DESVIOS DE GN RELATIVAMENTE AO GN10H.....	119
TABELA 6.33 - DESVIOS DE GN5HN RELATIVAMENTE AO GN10H.....	119
TABELA 6.34 - DESVIOS DE GN20H RELATIVAMENTE AO GN10H.	119
TABELA 6.35 - DESVIOS DE GN RELATIVAMENTE AO GN20H.....	120
TABELA 6.36 - DESVIOS DE GN5HN RELATIVAMENTE AO GN20H.....	120
TABELA 6.37 - DESVIOS DE GN10H RELATIVAMENTE AO GN20H.	120

1 Capítulo Introdutório

Com o objetivo de introduzir o tema abordado no presente trabalho, este breve capítulo inicia-se com o enquadramento e motivação para o tema onde é apresentada a relevância do estudo desenvolvido. Segue-se uma exposição dos objetivos a que o trabalho se propõe, fundamentando a sua imposição. Por último, é apresentada a estrutura do documento.

1.1 Enquadramento e Motivação

A indiscutível e crescente urgência em adotar precauções face às evidentes alterações climáticas, tornou necessária a rápida implementação de medidas que unificassem as nações rumo ao objetivo comum de alcançar a neutralidade carbónica. Tal necessidade ficou explícita naquele que é o maior marco na mudança rumo a um futuro mais sustentável: o Acordo de Paris 2015, adotado por 196 nações a 12 de dezembro de 2015, na Conferência das Nações Unidas para as Alterações Climáticas (COP21) [1]. Deste acordo saíram 3 objetivos principais [2]:

- i. Limitar o aumento da temperatura média global significativamente abaixo dos 2 °C face aos níveis pré-industriais e conduzir esforços para limitar o aumento da temperatura média global a 1,5 °C face aos níveis pré-industriais;
- ii. Aumentar a capacidade de adaptação às adversidades originadas pelas alterações climáticas, promover a resiliência climática e descarbonização;
- iii. Garantir a consistência de fluxos financeiros direcionados para a resiliência climática e descarbonização.

Em resposta ao Acordo de Paris 2015, na Conferência das Nações Unidas para as Alterações Climáticas de Marraquexe (COP22), Portugal comprometeu-se a atingir a neutralidade carbónica até 2050 [2]. Compromisso tal que viria dar origem ao Roteiro para a Neutralidade Carbónica 2050 (RNC2050). Este plano detalha o procedimento do ponto de vista técnico, financeiro e social a adotar para ver concretizado o objetivo de atingir a neutralidade carbónica até 2050. Para Portugal, atingir a neutralidade carbónica significa uma redução de emissões de gases com efeito de estufa em 85 % face aos valores de 2005 e garantir uma capacidade de captura florestal de carbono a rondar os 13 milhões de toneladas [2]. Em linha com o relatório do Painel Intergovernamental para as Alterações Climáticas, que defende a

existência de um esforço acrescido até 2030, para ver cumprido o objetivo de limitar o aumento da temperatura média global a 1,5 °C, foi, para além do plano a longo prazo apresentado no RCN2050, traçado um plano a curto prazo: Plano Nacional Energia e Clima 2021-2030 (PNEC 2030) [2]. Tendo por base os dois planos a nível nacional para a transição energética, é possível evidenciar a participação significativa do hidrogénio em cada um destes planos.

No Plano Nacional Energia e Clima 2021-2030, estão previstas medidas como a utilização de hidrogénio verde em substituição do carvão para alimentar centrais termoelétricas que, de outra forma, seriam dadas como obsoletas; a publicação de regulamentação técnica que avalie a segurança das infraestruturas para a incorporação de hidrogénio (e outros gases renováveis) na rede nacional de gás natural; a promoção da produção de hidrogénio a partir de fontes de energias renováveis, ou seja, hidrogénio verde; a renovação das frotas de autocarros a circular em território nacional visando a sua conversão para veículos elétricos ou alimentados por hidrogénio; o estudo da reconversão ferroviária dos equipamentos a diesel para hidrogénio verde e o desenvolvimento de infraestruturas que permitam o fornecimento de hidrogénio aos navios em porto, em detrimento da utilização de combustíveis fósseis [3]. No Roteiro para a Neutralidade Carbónica 2050, o hidrogénio é apresentado como um vetor energético promissor para o futuro. É esperado que cerca de 4 % da energia final consumida seja proveniente desta fonte e que 5 % a 8 % da eletricidade produzida seja através de hidrogénio verde. Em termos quantitativos isto representaria um aumento de 0,00 (ao ano de 2020) para 12,99 a 21,49 PJ de energia final consumida. Para além disto o hidrogénio é apresentado como uma peça fundamental na descarbonização do setor dos transportes [2]. A reforçar a importância do hidrogénio frisada nos dois planos nacionais de descarbonização, surge ainda a Estratégia Nacional para o Hidrogénio (EN-H2), um plano criado exclusivamente para impulsionar o desenvolvimento tecnológico da utilização deste gás. Esta estratégia inclui, de entre outros aspetos, a criação de um projeto para a produção de hidrogénio verde em Sines e a criação do *HyLAB – Green Hydrogen Collaborative Laboratory*, um laboratório que visa desenvolver investigações na área da implementação do hidrogénio [4].

O interesse na investigação da utilização de hidrogénio evidenciado pelos planos nacionais apresentados, sustenta a importância do presente trabalho, cujos objetivos são discutidos de seguida.

1.2 Objetivos

Da natureza experimental do presente trabalho decorre o seu primeiro objetivo: garantir a operação do equipamento experimental com recurso às diversas misturas de gás natural e hidrogénio, dentro do orçamento disponível para o projeto. Alcançada esta meta, tem-se como objetivo a análise das condições de funcionamento do equipamento como potência e rendimento do ciclo, e de um ponto de vista mais relevante para a segurança, variáveis como temperaturas e pressões nos diversos pontos do ciclo e pressão de injeção, garantindo que

nenhuma destas (especialmente a temperatura) excede valores que colocariam em risco a integridade do equipamento. Esta análise é de enorme relevância para o estudo da incorporação de hidrogénio no gás natural, uma vez que a temperatura é muitas vezes um fator limitante na utilização destas misturas. Após garantir que o equipamento poderá operar em segurança com as misturas combustíveis a testar, tem-se como objetivo analisar os parâmetros relacionados com a combustão destes gases, mais concretamente a influência a nível de razão ar-combustível, excesso de ar, emissões de NO_x e principalmente a nível de emissões de CO₂. É esta análise que destaca o efeito da utilização de hidrogénio na descarbonização do setor energético. O último objetivo definido para o presente trabalho é avaliar, do ponto de vista financeiro, a utilização destas misturas.

1.3 Estrutura

Contando com 3 capítulos (salvo o capítulo introdutório), o presente documento está dividido, essencialmente, em: fundamentação teórica, caso de estudo e conclusões. O capítulo 2 *Fundamentação Teórica*, tem como objetivo apresentar ao leitor uma revisão completa do ciclo a gás e dos componentes/processos que o integram. Esta revisão é sempre iniciada de um ponto de vista global e detalhada até um nível relevante para o presente trabalho. Por exemplo, a revisão do ciclo a gás é iniciada com o ciclo a gás ideal onde são caracterizadas várias configurações do mesmo, logo de seguida são detalhadas as irreversibilidades somente para o arranjo relevante para o trabalho experimental. O mesmo se verifica nos subcapítulos 2.2 *Compressor* e 2.4 *Turbina*, onde são mencionadas as máquinas axiais e radiais, contudo é apenas detalhada a configuração radial de cada equipamento, sendo esta a de maior interesse para o trabalho desenvolvido. São ainda apresentados conceitos de avaliação de projetos e o estado da arte. Este último destaca-se por estar dividido entre duas áreas de grande interesse para o estudo realizado: o transporte de misturas de gás natural com hidrogénio e a utilização das mesmas. Avançando para o capítulo 3 *Caso de Estudo* este começa por dar a conhecer ao leitor, de forma detalhada, o equipamento experimental onde foram conduzidos os ensaios, descrevendo os componentes, o procedimento de arranque e as alterações efetuadas ao equipamento original. São ainda apresentados o procedimento experimental, os resultados obtidos e respetiva análise. O documento é finalizado com as conclusões e trabalhos futuros, no capítulo 4.

2 Fundamentação Teórica

Ao longo desta revisão serão apresentados e detalhados conceitos teóricos fundamentais para a compreensão e análise dos resultados experimentais. O capítulo inicia-se com uma descrição do ciclo termodinâmico a gás, inicialmente na sua forma ideal e caracterizando gradualmente as suas irreversibilidades até uma melhor aproximação ao ciclo real. Consecutivamente são introduzidos três subcapítulos que detalham os principais intervenientes do ciclo a gás. O primeiro destes três, aborda a classificação de compressores com particular detalhe no que toca à configuração radial deste equipamento. O segundo subcapítulo encarrega-se da combustão, progredindo dos conceitos base até à determinação da energia libertada e composição dos produtos. São ainda caracterizados os gases combustíveis relevantes para o trabalho desenvolvido. A terminar esta coletânea de três subcapítulos é introduzida a turbina, onde, à semelhança do compressor, é dada particular atenção à configuração radial. No quarto subcapítulo são introduzidos conceitos básicos de classificação de projetos e são apresentados os custos de aquisição dos combustíveis relevantes. O estado da arte finaliza a fundamentação teórica.

2.1 Ciclo a Gás

2.1.1 Ciclo a Gás Ideal

Na sua forma mais elementar o ciclo a gás ideal (ou ciclo Brayton), é caracterizado por uma compressão isentrópica (1-2) seguida de um aquecimento isobárico (2-3) e posterior expansão isentrópica (3-4) do fluido de trabalho, como apresentado na figura 2.1. Para todos os efeitos será considerado, ao longo desta secção, o ciclo a gás aberto¹. Em virtude disto, o referido ganho energético sob forma de calor é conseguido à custa da queima de um combustível no ar comprimido.

Para além da ausência de irreversibilidades, intrínsecas aos processos de compressão e expansão, o ciclo ideal é ainda caracterizado pelas seguintes simplificações [5], [6]:

- i. Não são consideradas perdas de pressão nas condutas e na câmara de combustão (ou em qualquer processo intermédio);
- ii. O fluido de trabalho é um gás perfeito com valores constantes de calor específico e a sua composição permanece inalterada em todo o ciclo;

- iii. A variação de caudal mássico e de energia cinética é desprezável;
- iv. Os processos de reaquecimento e pré-aquecimento (quando presentes) são caracterizados por transferências de calor totais entre a fonte fria e a fonte quente.

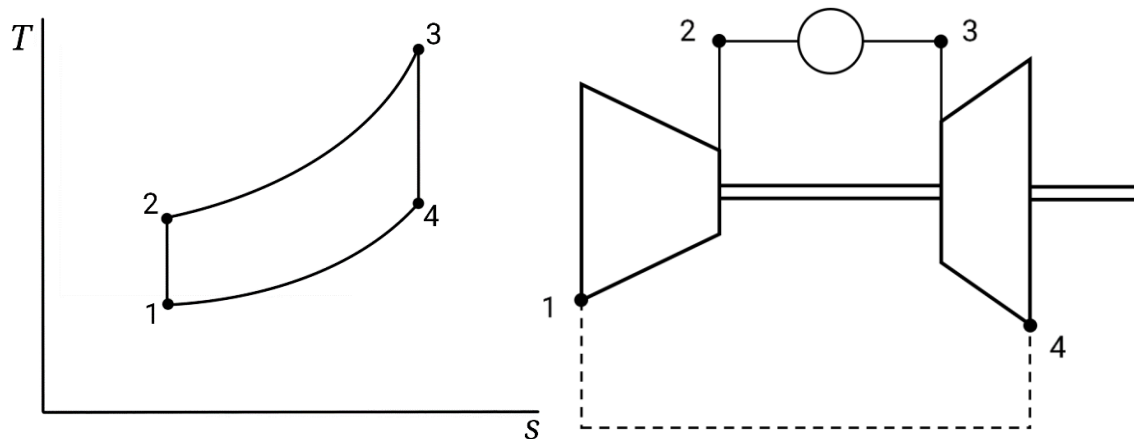


Figura 2.1 - Ciclo a gás ideal simples (ilustração baseada em [6]).

Atendendo às limitações supracitadas a equação de energia aplicada aos três principais processos do ciclo vem:

$$w_{12} = -(h_2 - h_1) = -c_p(T_2 - T_1) \quad (2.1)$$

$$q_{23} = (h_3 - h_2) = c_p(T_3 - T_2) \quad (2.2)$$

$$w_{34} = (h_3 - h_4) = c_p(T_3 - T_4) \quad (2.3)$$

O rendimento do ciclo, com base nas equações da energia apresentadas, pode ser escrito:

$$\eta = \frac{w_{34} + w_{12}}{q_{23}} = \frac{c_p(T_3 - T_4) - c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} \quad (2.4)$$

Com recurso à relação isentrópica entre pressão e temperatura e definindo a razão de pressões como $r = p_2/p_1 = p_3/p_4$, pode-se reescrever o rendimento do ciclo:

$$\eta = 1 - \left(\frac{1}{r}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2.5)$$

Atendendo às limitações do ciclo ideal, assume-se um valor γ constante ($\gamma = 1,4$ para ar). Esta condição subentende que a razão de pressões r é a única variável a afetar o rendimento do ciclo. Atendendo ao numerador do segundo termo da equação 2.4, é perceptível que este corresponde ao trabalho específico realizado pelo ciclo. Fazendo novamente uso das relações isentrópicas $p-T$ obtém-se uma nova expressão para o trabalho desenvolvido pelo ciclo ²:

$$\frac{w}{c_p T_1} = \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right) - \left(r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right) \quad (2.6)$$

O termo T_1 corresponde, na generalidade das aplicações, à temperatura atmosférica, desta feita, as variáveis que mais influenciam o trabalho realizado pelo ciclo são a razão de pressões e a temperatura máxima do ciclo, T_3 . No ciclo a gás ideal simples ³, é facilmente demonstrável que o trabalho realizado será máximo quando a razão de pressões for tal que permita temperaturas de saída idênticas no compressor e na turbina [5].

Partindo do ciclo simples descrito até ao momento é possível implementar alterações que permitem melhorar o seu rendimento e/ou trabalho realizado [5]:

- i. Pré-aquecimento – A introdução de uma permuta de calor entre os gases de escape da turbina (ponto 4) e o ar à entrada da câmara de combustão (ponto 2) permite um aumento de eficiência global do ciclo quando $T_4 > T_2$;
- ii. Reaquecimento – À custa de um decréscimo no rendimento, a divisão da expansão na turbina com aquecimento do fluido de trabalho entre os respetivos estágios permite um aumento do trabalho específico realizado pelo ciclo;
- iii. Arrefecimento intermédio – À semelhança do reaquecimento, o arrefecimento entre estágios de compressão também promove o aumento do trabalho específico realizado. Atendendo à implementação prática necessária para concretizar esta permuta, é simples perceber que a dimensão do *intercooler* condicionaria a compactidade da turbina.

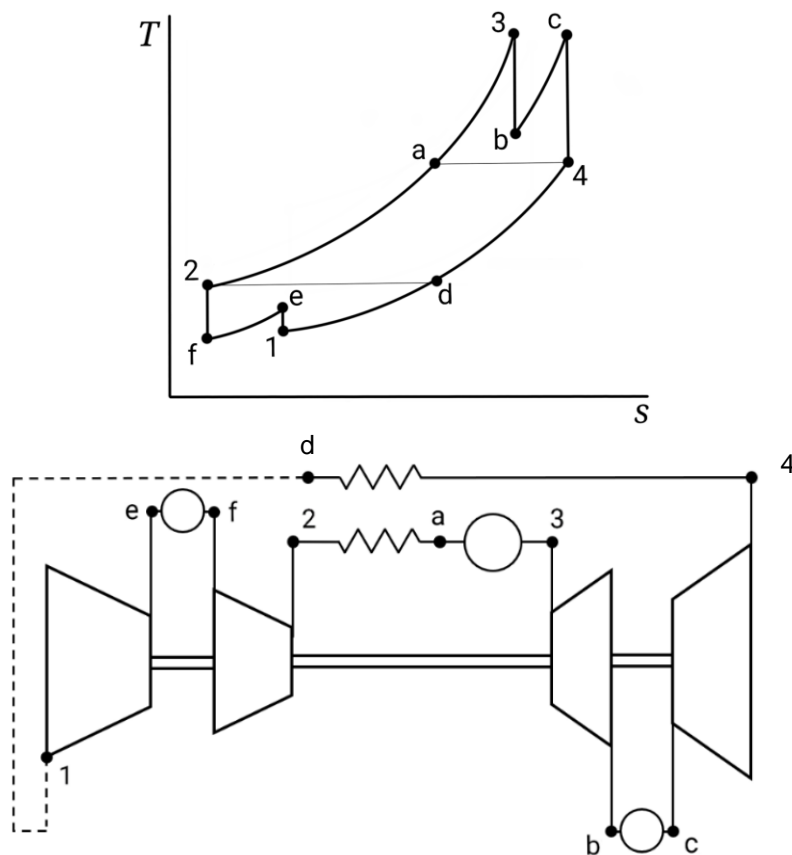


Figura 2.2 - Ciclo a gás ideal com pré-aquecimento, reaquecimento e arrefecimento intermédio (ilustração baseada em [6]).

Para uma análise mais detalhada de cada uma das alterações mencionadas remete-se o leitor para [5].

Combinações das técnicas apresentadas (divisão da compressão e expansão em estágios, pré-aquecimento, reaquecimento e arrefecimento intermédio) permitem a adaptação do ciclo à finalidade pretendida e eventual melhoria do desempenho. Esta adaptação pode ainda ser conseguida recorrendo a diferentes arranjos do ciclo. Em contexto de aviação, é comum recorrer a arranjos *multi-spool* (figura 2.3), que permitem obter razões de pressão mais

elevadas separando mecanicamente os diferentes estágios de compressão e expansão, cada um com diferentes velocidades de rotação. Quando a variação de velocidade não é imperativa, arranjos *single-shaft* são comumente aplicados (figura 2.1), são exemplo disto os ciclos utilizados para produção de energia elétrica a frequência constante [5].

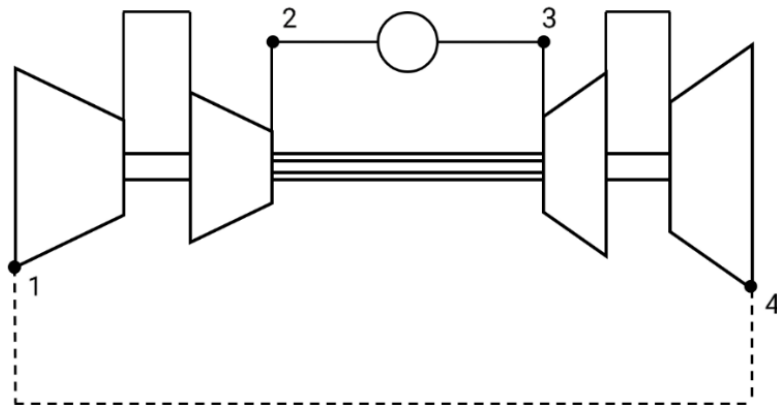


Figura 2.3 - Ciclo a gás com configuração *multi-shaft* (ilustração baseada em [6]).

Quando a variação de velocidade é uma condição necessária (compressores em gasodutos ou propulsão marítima) ou são pretendidos binários elevados, é comum recorrer a arranjos *twin-shaft*⁴. Estes caracterizam-se por expandir o fluido de trabalho em duas turbinas: a turbina responsável pelo acionamento do compressor e uma outra denominada “turbina de potência” que será a responsável pela geração de trabalho útil para a aplicação a que se destina [5], [6]. Ao que concerne o interesse do presente trabalho o estudo do ciclo a gás real será feito tendo como base este tipo de arranjo, sem reaquecimento, pré-aquecimento ou regeneração.

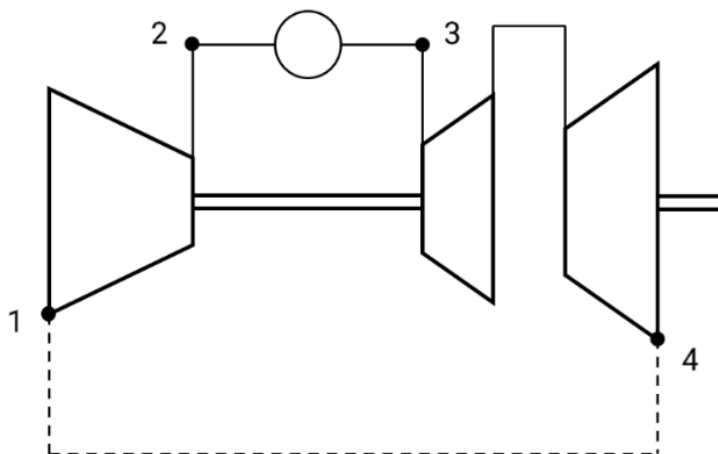


Figura 2.4 - Ciclo a gás com configuração *twin-shaft* (ilustração baseada em [6]).

2.1.2 Ciclo a Gás Real – Twin Shaft

A representação *T-s* do ciclo ideal representativo da configuração *twin-shaft*, onde não existe reaquecimento entre os estágios de expansão é semelhante à apresentada na figura 2.1, contando apenas com um ponto adicional (T) entre 3 e 4, que assinalaria a transição da turbina do compressor para a turbina de potência. Contudo esta não será uma representação fidedigna da operação deste ciclo em contexto real, para tal será necessário contemplar os seguintes aspetos [5], [7]:

- i. Variação da energia cinética entre a entrada e saída de cada componente do ciclo;
- ii. Eficiências de compressão e expansão;
- iii. Perdas de carga na câmara de combustão e nas condutas de admissão/escape que levam a uma razão de pressões na expansão inferior àquela que é introduzida na compressão;
- iv. Existência de parcelas adicionais a subtrair no trabalho realizado pelo ciclo, nomeadamente devido à fricção entre componentes que gera perdas mecânicas e à necessidade de alimentar equipamentos auxiliares como bombas de combustível e de óleo;
- v. Alteração de propriedades e composição do fluido de trabalho ao longo do ciclo;
- vi. Eficiência do ciclo tendo em conta o consumo específico de combustível;

Ao longo desta secção serão explorados os métodos para contabilizar os aspetos listados.

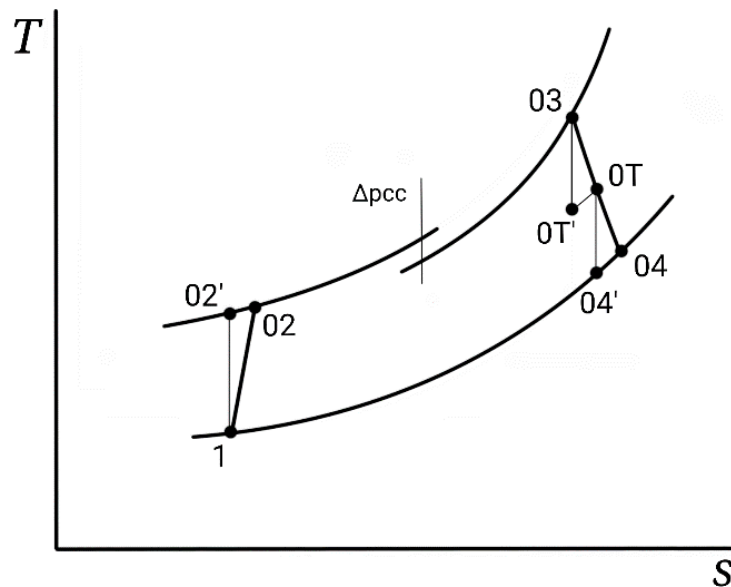


Figura 2.5 - Ciclo a gás real twin-shaft (ilustração baseada em [6]).

Variação de Energia Cinética - Propriedades de Estagnação

Na análise de escoamentos onde os termos cinético e potencial da energia são desprezáveis, a entalpia representa uma medida da energia total do escoamento (combinando os efeitos da energia interna u e energia do escoamento Pv). Em escoamentos de elevada velocidade, como é o caso dos escoamentos de interesse para o estudo de turbomáquinas, a componente de energia cinética não é desprezável e como tal esta pode ser incluída introduzindo o conceito de entalpia de estagnação [8]:

$$h_0 = h + \frac{c^2}{2} \quad (2.7)$$

A entalpia de estagnação nada mais é do que a entalpia do fluido caso este fosse levado ao repouso adiabaticamente. De forma idêntica pode-se definir o conceito de temperatura de estagnação T_0 , tendo em conta a equivalência $h = c_p T$ aplicável a gases perfeitos [5]:

$$T_0 = T + \frac{c^2}{2c_p} \quad (2.8)$$

A relação isentrópica p - T permite estabelecer a pressão de estagnação, que seria a pressão do fluido caso este fosse levado ao repouso não só adiabaticamente, mas também reversivelmente [5]:

$$p_0 = p \left(\frac{T_0}{T} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.9)$$

As relações isentrópicas são aplicáveis às propriedades de estagnação e estas podem ser representadas num diagrama T - s em conjunto com as propriedades estáticas do escoamento [5].

Eficiências de Compressão e de Expansão

Num equipamento destinado à absorção ou realização de trabalho, caracteriza-se por eficiência a relação entre o trabalho efetivo e o trabalho ideal transferidos. Quando se trata de processos adiabáticos, como é o caso do compressor e da turbina, o processo ideal será o isentrópico, advindo daí o conceito de eficiência isentrópica. Recorrendo às propriedades de estagnação descritas anteriormente e fazendo uso da relação conhecida entre temperatura e entalpia (como nas equações 2.1, 2.2 e 2.3), com um valor médio de c_p representativo da gama de temperaturas de operação, a eficiência isentrópica do compressor pode ser escrita [5]:

$$\eta_{com} = \frac{\Delta h'_{0,c}}{\Delta h_{0,c}} = \frac{T'_{02} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}} \quad (2.10)$$

Identicamente para a turbina,

$$\eta_{exp} = \frac{\Delta h_{0,e}}{\Delta h'_{0,e}} = \frac{T_{03} - T_{04}}{T_{03} - T'_{04}} \quad (2.11)$$

Na prática, em aplicações em que a energia dos gases de escape não é aproveitada, a equação 2.11 é aplicada ao conjunto turbina + difusor, sendo este último responsável por desacelerar o escoamento entre a saída da turbina e o exterior, tal que $p_{04} = p_4 = p_{atm}$. Este efeito permite que o fluido seja expandido até uma pressão inferior à atmosférica, aumentando a razão de pressões [5].

Perdas de Carga

No caso particular do arranjo *twin-shaft* sem reaquecimento e sem pré-aquecimento, as perdas de pressão localizadas ocorrem, principalmente, na câmara de combustão devido aos efeitos provocados pela resistência aerodinâmica da estabilização de chama, pela variação de quantidade de movimento produzida pela própria combustão e pela geometria da câmara. Estas perdas levam a que a razão de pressões na turbina seja inferior quando comparada com aquela introduzida pelo compressor, sendo necessário definir a nova pressão à entrada da turbina (p_{03}) [5], [7]:

$$p_{03} = p_{02} - \Delta p_{cc} \quad (2.12)$$

A utilização de uma relação fixa entre a perda de carga na câmara e a pressão imposta pelo compressor (p_{02}) constitui uma melhor aproximação da realidade, uma vez que maiores razões de pressão no compressor conduzem a densidades mais elevadas do ar (e

consequentemente maiores perdas de carga). Deste modo é útil expressar a pressão p_{03} em função desta relação [5]:

$$p_{03} = p_{02} \left(1 - \frac{\Delta p_{cc}}{p_{02}} \right) \quad (2.13)$$

Valores típicos para a relação $\Delta p_{cc}/p_{02}$ rondam os 2 a 3 por cento em casos onde se possa recorrer a câmaras de combustão de grande dimensão (permitindo velocidades mais reduzidas) e 6 a 8 por cento em aplicações aeronáuticas [5].

Perdas mecânicas e alimentação de componentes adicionais

As perdas mecânicas na transmissão de movimento da turbina para o compressor resumem-se ao atrito dos componentes em movimento e às perdas por arrasto. Estas perdas são estimadas em 1 % da potência necessária para acionar o compressor. Para além disto existe ainda a necessidade de contabilizar a potência de alimentação de equipamentos auxiliares, isto pode ser quantificado subtraindo as ditas potências auxiliares à potência debitada pelo ciclo. Tendo isto em conta é possível definir a potência mecânica disponível:

$$w_{mec} = c_p(T_{03} - T_{04}) - \frac{1}{\eta_m} c_p(T_2 - T_1) - \sum w_{aux} \quad (2.14)$$

Uma estimativa para as perdas mecânicas resulta num rendimento mecânico, η_m , de 99 %. O termo w_{aux} corresponde às potências necessárias para os equipamentos auxiliares.

Variação do calor específico

A variação do calor específico no ciclo a gás real ocorre principalmente por duas razões:

- i. Variação de temperatura – Tipicamente o calor específico é exclusivamente função da temperatura ⁵;
- ii. Composição do fluido de trabalho – Quando se considerou o ciclo a gás ideal, a combustão consistia exclusivamente na introdução de calor no ciclo, nesta fase é tida em conta a variação da composição do fluido de trabalho e consequentemente a variação das suas propriedades.

Para análise comparativa dos ciclos a variação do c_p com a temperatura pode não ser considerada sem incorrer em grandes imprecisões, a razão para tal reside no facto de c_p e γ variarem de formas opostas com a variação de temperatura. Supondo que se havia determinado c_p e γ para uma temperatura média inferior àquela que efetivamente se regista. O valor de γ seria superior ao seu valor real e a variação de temperaturas ΔT será sobrestimada, contudo o valor de c_p seria inferior ao real e no produto $c_p \Delta T$ o erro na determinação da variação de temperaturas viria compensado [5].

Eficiência do ciclo com base no consumo de combustível

Até ao momento definiu-se a eficiência do ciclo como sendo a razão entre o trabalho líquido realizado e o calor introduzido no ciclo. Esta medida não permite quantificar a eficiência com que esse calor é obtido. Uma medida mais objetiva consiste na avaliação dessa eficiência com base no consumo de combustível. Esta pode ser obtida por [8]:

$$\eta = \frac{W_{mec}}{PCI \cdot \dot{m}_{comb}} \quad (2.15)$$

2.2 Compressor

Responsável pela imposição da razão de pressão, o compressor deverá apresentar uma eficiência elevada em toda a gama de operação da turbina a gás. Ao longo deste capítulo este componente será detalhado, dando particular destaque ao compressor radial.

2.2.1 Classificação de Compressores

A compressão do fluido de trabalho no ciclo a gás pode ser conseguida através de uma máquina axial ou radial. Na primeira o escoamento dá-se numa trajetória paralela ao eixo de rotação. O compressor radial caracteriza-se pela entrada do fluido no centro do rotor que o impulsiona radialmente para fora [9].

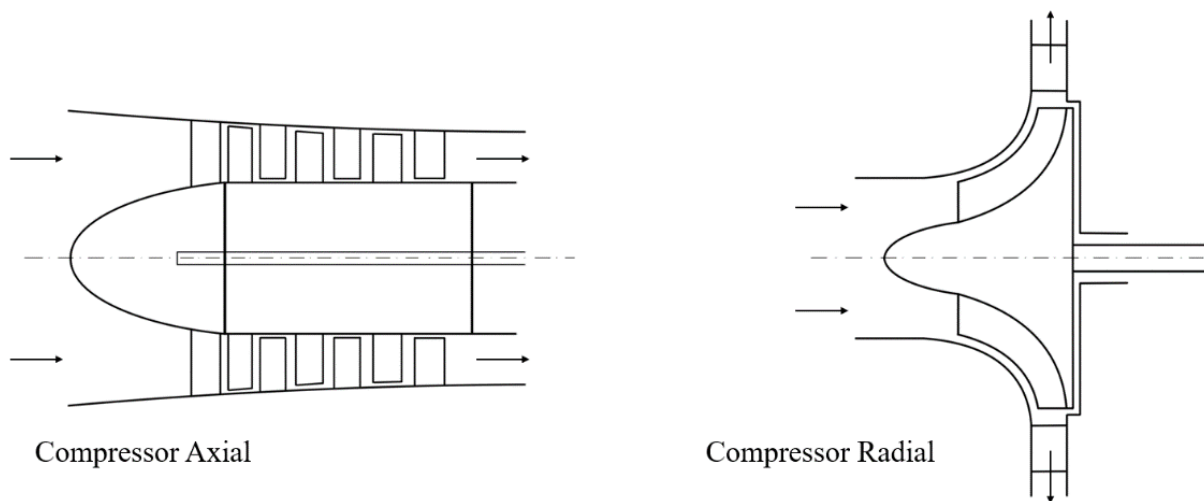


Figura 2.6 - Compressor Axial e Compressor Radial (ilustração baseada em [10]).

Face ao compressor radial, o compressor axial caracteriza-se pelas seguintes vantagens [9]:

- i. Menor área frontal para o mesmo caudal mássico;
- ii. Orientação do escoamento mais propícia a configurações multiestágio;
- iii. Melhor eficiência para elevadas razões de compressão.

O compressor radial exhibe os seguintes benefícios quando comparado com o compressor axial [5], [9]:

- i. Maior razão de compressão num único estágio;
- ii. Simplicidade de construção;
- iii. Estabilidade numa gama de operação ampla entre os limites de instabilidade e estrangulamento (representados na figura 2.9), para uma dada velocidade de rotação;
- iv. Menos sensível, a nível de eficiência, à aderência de partículas às pás;
- v. Comprimento inferior para uma mesma razão de pressões;
- vi. Direção de escoamento na descarga conveniente para a instalação de *intercoolers*;
- vii. Melhor resistência a danos provocados por objetos estranhos (*FOD*).

2.2.2 Compressor Radial

O compressor radial é caracterizado pela sua aplicação em turbinas a gás de dimensões reduzidas e por atingir razões de pressão relativamente elevadas com apenas um estágio de compressão, tipicamente na ordem de 4:1, mas podendo estender-se acima de 8:1 recorrendo a materiais de elevada resistência e até 12:1 em modelos experimentais. No compressor de configuração radial o ar é admitido no olho do rotor sendo acelerado pelas pás em direção à sua periferia. Ao longo deste processo é conseguido cerca de metade do aumento de pressão estática pretendido, sendo os restantes 50 % obtidos pela desaceleração do escoamento no difusor. Os triângulos de velocidades que caracterizam o compressor radial são apresentados na figura 2.7 [5], [6].

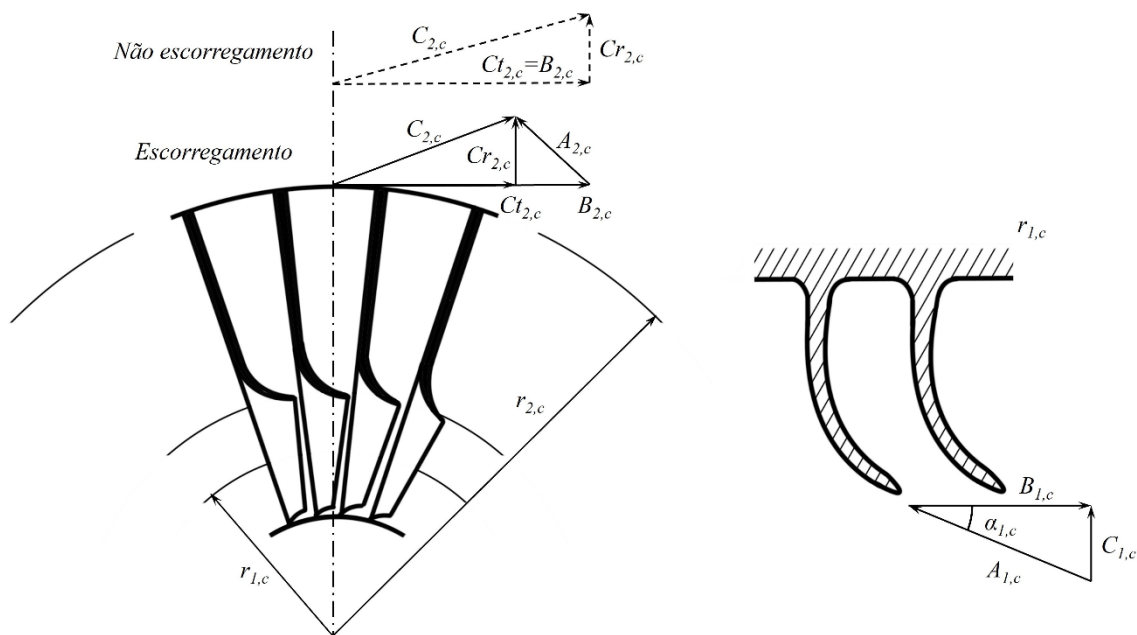


Figura 2.7 – Representação dos triângulos de velocidades do compressor radial (ilustração baseada em [5]).

No que concerne a eficiência de compressão, um problema surge da forma como é conseguido o aumento de pressão nas pás móveis e consequente transição para o difusor: o efeito de impulsão resultante do movimento das pás cria uma diferença de pressões entre o extradorso e o intradorso da pá. Esta distribuição da pressão origina uma velocidade tangencial à saída inferior à velocidade da pá afetando a direção de saída do escoamento, este fenómeno designa-se escorregamento (ou *slip*) e é contabilizado pelo fator de escorregamento σ [5].

$$\sigma = 1 - \frac{0,63\pi}{Z} \quad (2.16)$$

Uma forma de mitigar este efeito é recorrer a um maior número de pás (Z) ou diminuir ao máximo a folga entre o rotor e o invólucro aumentando as perdas por fricção e por arrasto. Ambas são contabilizadas no trabalho fornecido ao compressor pelo *power input factor* ψ .

Admitindo que não existe pré-rotação na admissão, o binário teórico a aplicar no rotor pode ser dado por [5]:

$$\tau_{in,teo} = Ct_{2,c} \cdot r_{2,c} \quad (2.17)$$

O trabalho teórico é obtido por [5]:

$$W_{in,teo} = Ct_{2,c} \cdot r_{2,c} \cdot \omega_c = Ct_{2,c} \cdot B_{2,c} = \sigma \cdot B_{2,c}^2 \quad (2.18)$$

Contabilizando as perdas por arrasto, e tendo em conta que $1,035 < \psi < 1,040$ [5]:

$$W_{in} = \psi \sigma B_{2,c}^2 \quad (2.19)$$

Uma vez que no difusor não é fornecido trabalho, a temperatura de estagnação à saída do compressor $T_{03,c}$ é igual à temperatura de estagnação à saída do rotor $T_{02,c}$ [5]:

$$T_{02,c} - T_{01,c} = T_{03,c} - T_{01,c} = \frac{\psi \sigma B_{2,c}^2}{c_p} \quad (2.20)$$

Como tal, e com uma estimativa da eficiência isentrópica de compressão, a razão de pressões de estagnação é obtida [5]:

$$\frac{p_{03,c}}{p_{01,c}} = \left(\frac{T'_{03,c}}{T_{01,c}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(1 + \frac{\eta_c \psi \sigma B_{2,c}^2}{c_p T_{01,c}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.21)$$

A figura 2.8 apresenta o aumento de pressão típico num compressor radial de estágio único.

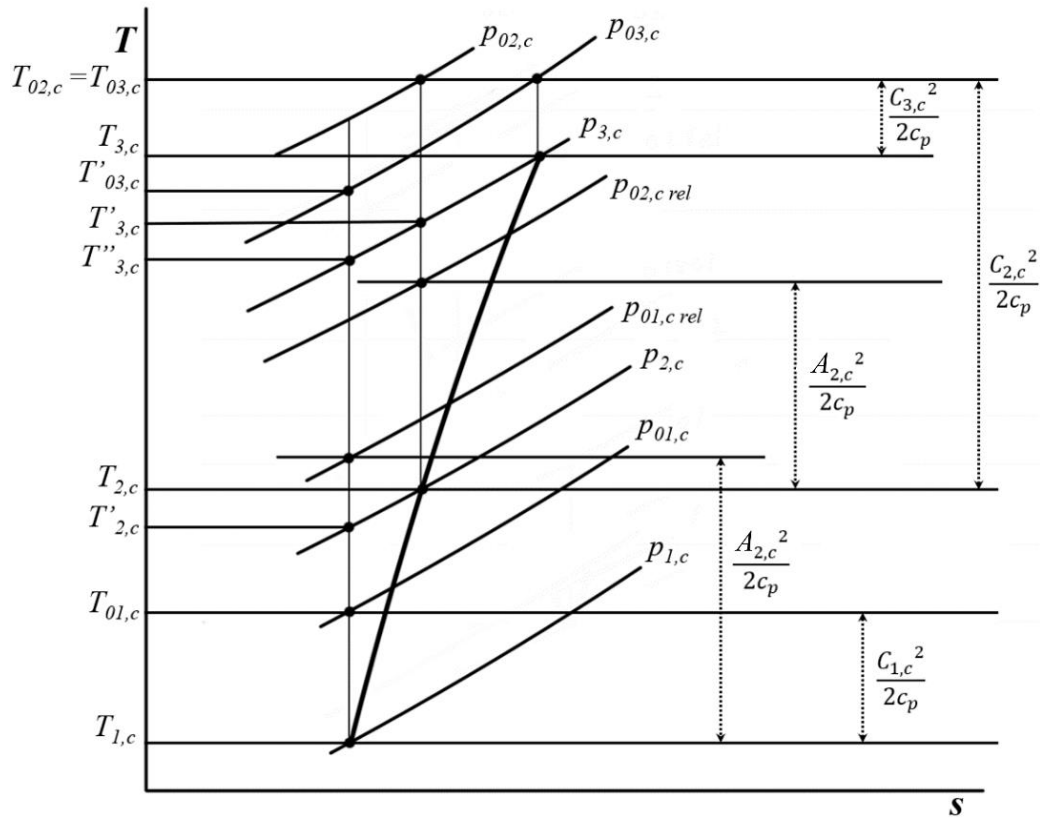


Figura 2.8 - Evolução T - s do compressor radial de estágio único (ilustração baseada em [5]).

É perceptível que o *power input factor* representa uma necessidade de trabalho adicional para vencer as perdas por atrito. Naturalmente valores baixos de ψ deverão conduzir a valores elevados de eficiência isentrópica (e caso se considere o processo isentrópico, $\psi = 1$), contudo ψ não deverá ser considerado implicitamente na eficiência isentrópica uma vez que esta última é igualmente dependente das perdas no difusor. Por outro lado, o fator de escorregamento irá condicionar o trabalho fornecido ao compressor mesmo em condições isentrópicas. Em condições reais a tentativa de aumentar o fator de escorregamento, recorrendo a um maior número de pás, irá diminuir a secção de entrada do ar no compressor,

obtendo-se uma velocidade de entrada superior para o mesmo caudal e daí maiores perdas por fricção [5].

Para compreender o funcionamento do compressor, em condições de funcionamento não nominais, torna-se necessário interpretar as curvas características do compressor. A representação destas curvas resulta da aplicação do teorema dos Pi's de Buckingham, segundo o qual é possível reduzir um problema de n variáveis a m grupos adimensionais, sendo $m = n - d$ e onde d é o número de unidades fundamentais envolvidas no problema. Se considerarmos que o comportamento de um compressor pode ser explicado por 7 variáveis [5]:

$$f(D_c, \omega_c, \dot{m}, p_{01}, p_{02}, RT_{01}, RT_{02}) = 0 \quad (2.22)$$

Para um compressor de dimensão fixa ($D_c = \text{const}$) que opera constantemente com o mesmo gás ($R = \text{const}$), o problema pode ser reduzido a [5]:

$$f\left(\frac{p_{02}}{p_{01}}, \frac{T_{02}}{T_{01}}, \frac{\dot{m}\sqrt{T_{01}}}{p_{01}}, \frac{\omega_c}{\sqrt{T_{01}}}\right) \quad (2.23)$$

Com base neste conjunto de variáveis adimensionais é possível desenhar as curvas que caracterizam o compressor, genericamente representadas na figura 2.9.

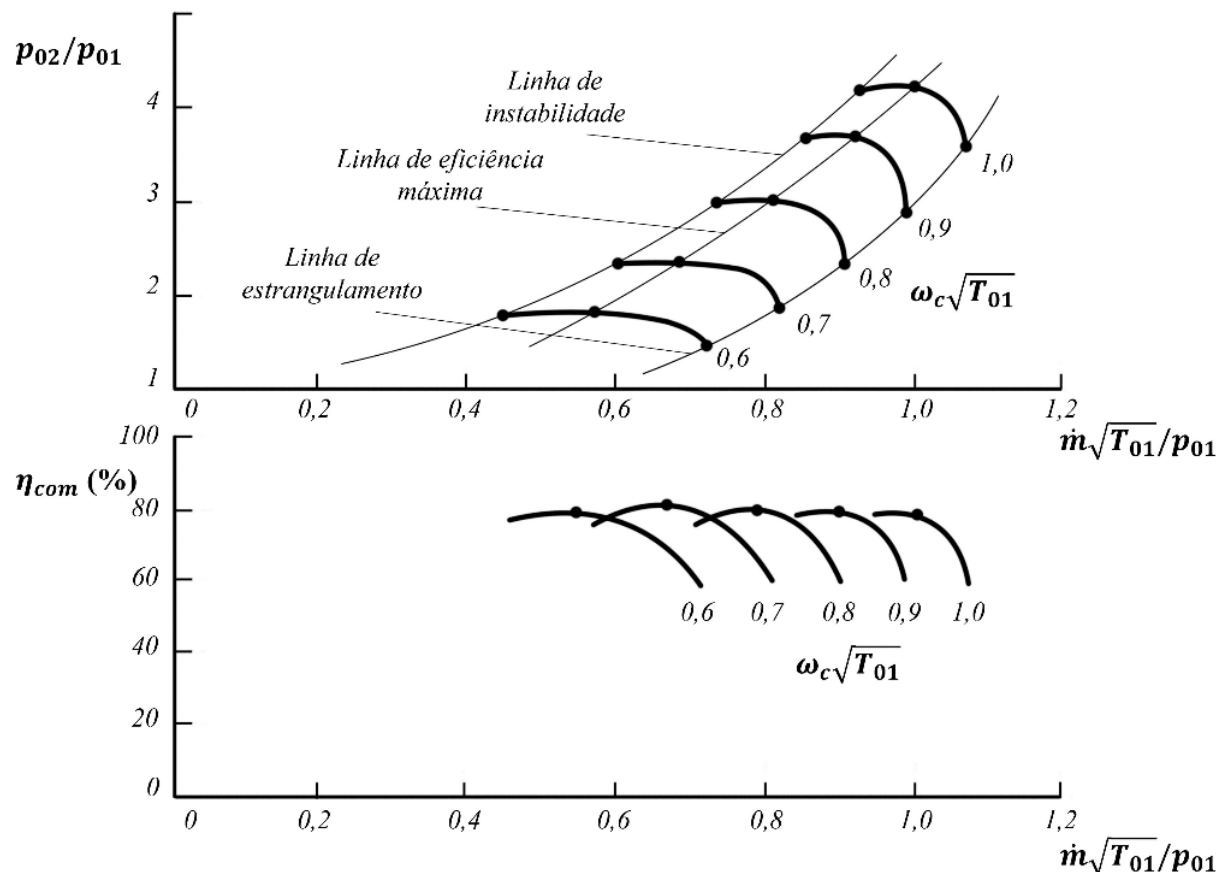


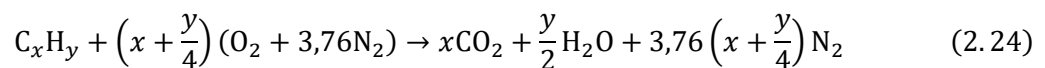
Figura 2.9 - Representação exemplificativa da curva de características de um compressor (ilustração baseada em [5]).

2.3 Combustão

Numa perspetiva de análise global do ciclo a gás, a combustão poderá ser vista como uma fonte de calor externa que fornece uma determinada quantidade de energia ao ciclo. Na sua génese, a combustão é uma reação química complexa e cuja libertação de calor é uma variável dependente de vários fatores. Esta secção tem por objetivo caracterizar este processo permitindo ao leitor uma compreensão suficiente para a interpretação dos resultados do trabalho experimental.

2.3.1 Generalidades, Estequiometria e Razões Ar/Combustível

Define-se por combustão uma reação química que se desencadeia acima de uma dada temperatura (designada temperatura de ignição) e na qual um combustível é oxidado com uma significativa libertação de energia. Para todos os efeitos o oxidante (ou comburente) a considerar nesta reação será o ar, cuja constituição pode ser simplificada a 21 por cento de oxigénio e 79 por cento de azoto. Este último, apesar de presente pode ser considerado um gás inerte, uma vez que não reagirá diretamente com o combustível ⁶. Na maioria dos processos, o combustível envolvido no processo é um hidrocarboneto (constituição C_xH_y). Tendo isto em mente, o oxidante e o combustível são ditos os reagentes da combustão. Os produtos serão os elementos presentes após o processo de combustão ocorrer e cuja formação obedece ao princípio de conservação de massa, significando isto que a massa de cada elemento deverá ser a mesma nos reagentes e nos produtos (o mesmo é verdade para a quantidade de átomos de cada elemento). Tipicamente a combustão completa de um hidrocarboneto no ar segue [8], [9]:



Neste caso define-se a quantidade mínima de ar, $x + y/4$, para que a combustão completa possa ocorrer, a esta quantidade dá-se o nome de ar estequiométrico ou ar teórico. A presença desta quantidade de ar nos reagentes não é condição suficiente para que todo o combustível seja queimado (quer seja por mistura incompleta, dissociação, etc.). Como tal, é favorável adicionar ar além da quantidade estequiométrica para que o processo se aproxime da combustão completa. À quantidade de ar em excesso face ao ar estequiométrico dá-se o nome de excesso de ar. Este pode ser expresso em percentagem de ar em excesso:

$$\text{Percentagem de Ar em Excesso} = \frac{\dot{m}_{ar} - \dot{m}_{ar,teo}}{\dot{m}_{ar,teo}} \quad (2.25)$$

Uma medida semelhante pode ser definida para quantidades de ar inferiores à estequiométrica:

$$\text{Percentagem de Ar em Défice} = \frac{\dot{m}_{ar,teo} - \dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{ar,teo}} \quad (2.26)$$

Outro conceito de importante definição é a razão entre a massa de combustível e a massa de comburente presentes nos reagentes, à qual se dá nome de razão ar-combustível e é definida [8] :

$$AFR = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{comb}} \quad (2.27)$$

Recorrendo à quantidade de ar estequiométrica é possível estabelecer a razão ar combustível estequiométrica, a partir da qual se pode obter uma nova medida quantificadora do excesso/défice de ar no processo de combustão, o coeficiente de excesso de ar (λ):

$$\lambda = \frac{AFR}{AFR_{est}} \quad (2.28)$$

Pode-se ainda definir a razão de equivalência (φ):

$$\varphi = \frac{1}{\lambda} = \frac{AFR_{est}}{AFR} \quad (2.29)$$

2.3.2 Energia em Combustão

A combustão é definida como uma reação química exotérmica, como tal é de interesse estudar a energia libertada durante o processo, denominada energia de reação. Outra energia envolvida no processo é aquela associada ao facto dos reagentes e dos produtos não se encontrarem nas mesmas condições, denominada energia de estado. O primeiro conceito a definir para caracterizar objetivamente esta variação de energia é o de estado padrão de referência: temperatura de 25 °C e pressão de 1 atm. Ao analisar uma reação as propriedades das substâncias nela envolvidas deverão ser subtraídas das propriedades no estado padrão, tornando possível contabilizar a variação de energia associada à transição entre o estado dos reagentes e dos produtos da combustão. Desprezando variações de energia cinética e potencial, o balanço de energia pode ser escrito [8]:

$$\Delta E_{global} = \Delta E_{reação} + \Delta E_{estado} \quad (2.30)$$

Atendendo ao termo $\Delta E_{reação}$ este corresponderia à variação de energia global no sistema, caso os reagentes e os produtos estivessem em condições idênticas, e seria dado pela variação de entalpia [8]:

$$\Delta E_{reação} = H_P - H_R \quad (2.31)$$

À diferença expressa em 2.31 dá-se o nome de entalpia de reação ou entalpia de combustão. Na queima de combustíveis é comum definir-se o poder calorífico dos mesmos, este nada mais é do que o valor absoluto da entalpia de combustão. Caso a água presente nos produtos da combustão esteja no estado líquido este diz-se *poder calorífico superior* (PCS), caso esteja na forma de vapor é denominado *poder calorífico inferior* (PCI). Estas são propriedades associadas à reação sendo pouco prático defini-las para todas as reações possíveis. Dado isto, para determinar a evolução energética da reação é mais comum recorrer ao conceito de entalpia de formação, definida como a entalpia de uma substância num determinado estado devido à sua composição química. Como tal a entalpia deverá vir expressa [8]:

$$\bar{h} = \bar{h}_f^o + (\bar{h}^x - \bar{h}^o) \quad (2.32)$$

Onde \bar{h}_f^0 é a entalpia de formação nas condições do estado padrão, \bar{h}^x é a entalpia num determinado estado x e \bar{h}^0 é a entalpia no estado padrão. Aplicando a equação da energia a uma câmara de combustão, onde não existe introdução de calor, produção ou consumo de trabalho e as variações de energia potencial e cinética são desprezáveis [8]:

$$Q = \sum_{n=1}^i N_{R,n} [\bar{h}_f^0 + (\bar{h}^x - \bar{h}^0)]_{R,n} - \sum_{m=1}^j N_{P,m} [\bar{h}_f^0 + (\bar{h}^x - \bar{h}^0)]_{P,m} \quad (2.33)$$

No caso particular em que $Q = 0$ (não existe qualquer perda de calor para o exterior da câmara) atinge-se a temperatura adiabática de chama que corresponde à temperatura máxima teórica atingida pelos produtos da reação, e pode ser determinada iterativamente até que a entalpia dos produtos iguale a dos reagentes, respeitando a equação 2.33 [9].

É ainda de interesse contabilizar a geração de entropia e conseqüentemente a destruição de exergia associada. Por definição, exergia é o trabalho útil máximo realizado sendo este dado por [8]:

$$W_{\text{útil,máx}} = (U_{in} - U_f) + p_f(V_{in} - V_f) - T_f(S_{in} - S_f) \quad (2.34)$$

Tendo em conta a equação 2.33 pode-se escrever [8]:

$$W_{\text{útil,máx}} = \sum_{n=1}^i N_{R,n} (\bar{h}_f^0 + (\bar{h}^x - \bar{h}^0) - T_0 s)_{R,n} - \sum_{m=1}^j N_{P,m} (\bar{h}_f^0 + (\bar{h}^x - \bar{h}^0) - T_0 s)_{P,m} \quad (2.35)$$

Definindo-se a entropia \bar{s} [8]:

$$s = s^0 - R \cdot \ln \left(\frac{p_{in}}{p_f} \right) \quad (2.36)$$

Sendo s^0 é a entropia tabelada para uma determinada temperatura à pressão atmosférica.

2.3.3 Equilíbrio em Combustão

A definição de um estado de equilíbrio para uma reação química tem por base o princípio de geração de entropia, ou seja, a garantia de que um determinado sistema reativo não incorre na violação da segunda lei da termodinâmica obriga a que a reação cesse quando a entropia do sistema atinge o máximo. Embora o conceito de equilíbrio esteja diretamente relacionado com o princípio de geração de entropia, é ainda relevante levar em conta o primeiro princípio da termodinâmica quando se avalia o equilíbrio em sistemas não adiabáticos. Considerando um sistema a uma dada temperatura e pressão [8]:

$$\left. \begin{array}{l} \delta Q - p dV = dU \\ dS \geq \frac{\delta Q}{T} \end{array} \right\} dU + p dU - T dS \leq 0 \quad (2.37)$$

Levando em conta a expressão para a energia livre de Gibbs [8]:

$$G = H - TS \quad (2.38)$$

Sendo a sua forma diferencial [8]:

$$dG = dH - T dS - S dT \quad (2.39)$$

É possível desenvolver o termo de entalpia [8]:

$$dG = (dU + p dV + V dp) - T dS - S dT \quad (2.40)$$

Tratando-se dum sistema para uma dada pressão e temperatura [8]:

$$dG = (dU + pdV) - TdS \quad (2.41)$$

É possível combinar as expressões, obtendo [8]:

$$dG \leq 0 \quad (2.42)$$

É possível concluir que a energia livre de Gibbs irá obrigatoriamente diminuir com a evolução da reação, sendo o equilíbrio desta atingido no mínimo [8]:

$$dG = \sum \bar{g}_i dN_i = 0 \quad (2.43)$$

Onde \bar{g} representa as funções de Gibbs molares e dN as variações no número de moles dada por [8]:

$$dN = \varepsilon \cdot x \quad (2.44)$$

Onde ε é a constante de proporcionalidade que representa a extensão da reação e que toma valores positivos para os produtos e negativos para os reagentes, e x corresponde ao coeficiente estequiométrico. Substituindo 2.44 em 2.43 (e atendendo à simetria dos valores de ε) é possível escrever o critério para o equilíbrio químico [8]:

$$\sum_{m=1}^j x_{P,m} \cdot \bar{g}_{P,m} - \sum_{n=1}^i x_{R,n} \cdot \bar{g}_{R,n} = 0 \quad (2.45)$$

Atendendo à definição de entropia (equação 2.36) e à definição de energia livre de Gibbs (equação 2.38), pode-se escrever, para um processo isotérmico [8]:

$$\Delta \bar{g} = R \cdot T \cdot \ln \left(\frac{p_f}{p_{in}} \right) \quad (2.46)$$

E conseqüentemente a energia livre de Gibbs para um determinado componente [8]:

$$\bar{g}_i = \bar{g}_i^o + R \cdot T \cdot \ln(p_p) \quad (2.47)$$

Onde \bar{g}_i^o representa a energia livre de Gibbs do componente à pressão atmosférica e p_p é a pressão parcial do componente, definida por [8]:

$$p_p = \frac{N_i}{N_{total}} p_{total} \quad (2.48)$$

Substituindo a equação 2.47 na equação 2.45 [8]:

$$\sum_{m=1}^j x_{P,m} \cdot \left[\bar{g}_{P,m}^o + R \cdot T \cdot \ln(p_{p_{P,m}}) \right] - \sum_{n=1}^i x_{R,n} \cdot \left[\bar{g}_{R,n}^o + R \cdot T \cdot \ln(p_{p_{R,n}}) \right] = 0 \quad (2.49)$$

De onde é possível estabelecer, por conveniência, a variação da energia livre de Gibbs em condições padrão [8]:

$$\Delta G^o = \sum_{m=1}^j x_{P,m} \cdot \bar{g}_{P,m}^o - \sum_{n=1}^i x_{R,n} \cdot \bar{g}_{R,n}^o \quad (2.50)$$

Combinando as equações 2.49 e 2.50 [8]:

$$\Delta G^o = -R \cdot T \cdot \ln \left(\frac{\prod_{m=1}^j p_{p_{P,m}}^{x_{P,m}}}{\prod_{n=1}^i p_{p_{R,n}}^{x_{R,n}}} \right) \quad (2.51)$$

Definindo-se a constante de equilíbrio [8]:

$$K = \frac{\prod_{m=1}^j p_{P,m}^{x_{P,m}}}{\prod_{n=1}^i p_{R,n}^{x_{R,n}}} = e^{-\frac{\Delta G^o}{R \cdot T}} \quad (2.52)$$

Atendendo à definição de pressão parcial apresentada na expressão 2.48 é ainda possível escrever [8]:

$$K = \frac{\prod_{m=1}^j N_{P,m}^{x_{P,m}} \left(\frac{P_{total}}{N_{total}}\right)^{\Delta x}}{\prod_{n=1}^i N_{R,n}^{x_{R,n}}} \quad (2.53)$$

Sendo Δx [8]:

$$\Delta x = \sum_{m=1}^j x_{P,m} - \sum_{n=1}^i x_{R,n} \quad (2.54)$$

Desta forma, com o valor da constante de equilíbrio (tipicamente tabelado para cada reação), é possível determinar a composição de equilíbrio após a combustão.

2.3.4 Propriedades dos Gases Combustíveis e Misturas Gasosas

Como sugerido no início do presente subcapítulo, a presença de um combustível é indispensável para o desencadear da combustão, e as suas propriedades influenciam significativamente este processo. Propriedades associadas à combustão foram introduzidas ao longo do capítulo, estas podem ser definidas, resumidamente, da seguinte forma:

- i. Poder Calorífico Inferior – Valor absoluto da entalpia de combustão caso a água presente nos produtos esteja sob a forma de vapor;
- ii. Poder Calorífico Superior – Valor absoluto da entalpia de combustão caso seja contabilizada a energia libertada pela condensação do vapor de água;
- iii. Temperatura Adiabática de Chama – Temperatura máxima teórica atingida no processo de combustão. A Temperatura Adiabática de Chama pode vir apresentada relativamente à combustão no oxigénio ou no ar;
- iv. Limite Inferior de Inflamabilidade no Ar – Concentração de combustível, numa dada massa de ar, abaixo da qual não pode ocorrer combustão;
- v. Limite Superior de Inflamabilidade no Ar – Concentração de combustível, numa dada massa de ar, acima da qual não pode ocorrer combustão;
- vi. Velocidade de Chama Laminar – Velocidade à qual um processo de combustão laminar se propaga relativamente à mistura não queimada;
- vii. Ponto de Inflamação – Temperatura mínima para que ocorra ignição do combustível, não sendo esta condição suficiente para manter a combustão;
- viii. Temperatura de Autoignição – Temperatura acima da qual a combustão se desencadeia espontaneamente;
- ix. Razão Ar/Combustível Estequiométrica – Razão mínima teórica entre ar e combustível para que ocorra combustão completa.
- x. Índice de Wobbe – Medida quantificadora do teor energético de uma substância em relação à sua massa específica. Isto traduz-se no facto de dois combustíveis com o mesmo índice de Wobbe, queimados em circunstâncias idênticas, libertarem a mesma

quantidade de energia. Determinado pela expressão $WI = PC/\sqrt{\rho/\rho_{ar}}$, o índice de Wobbe permite avaliar a intermutabilidade de combustíveis e é essencial para avaliar a adaptabilidade dos equipamentos à queima de determinadas substâncias.

Todas as propriedades enunciadas são bem estabelecidas e tabeladas, na bibliografia respetiva, para substâncias puras e misturas gasosas amplamente utilizadas (como o ar e o gás natural). Contudo, é inexequível tabelar as propriedades de todas as misturas que possam ser relevantes para as mais diversas aplicações e, como tal, torna-se necessário determiná-las a partir da constituição da mistura que se pretende estudar. Para tal é importante começar por definir o conceito de fração molar: quantidade de moles de uma determinada substância, i , presente numa mistura a dividir pelo número total de moles dessa mesma mistura :

$$y_i = \frac{n_i}{\sum_{j=1}^m n_j} \quad (2.55)$$

Através da aplicação da lei dos gases perfeitos a equação 2.55 mostra-se equivalente a :

$$y_i = \frac{pV_i/RT}{\sum_{j=1}^m pV_j/RT} \quad (2.56)$$

Tornando-se evidente a relação de igualdade entre fração volumétrica e molar [11]:

$$y_i = \frac{n_i}{\sum_{j=1}^m n_j} = \frac{V_i}{\sum_{j=1}^m V_j} = \frac{V_i}{V_m} \quad (2.57)$$

Quando se tratam propriedades extensivas, estas podem ser calculadas para mistura simplesmente somando a contribuição de cada substância presente nessa mesma mistura. De forma semelhante a uma média ponderada, uma propriedade intensiva, X_m , numa mistura, pode ser calculada com base nas frações molares de cada um dos componentes da mistura:

$$X_m = \sum_{j=1}^m y_j X_j \quad (2.58)$$

Para propriedades específicas é necessário efetuar o cálculo tendo por base a fração mássica da mistura. A relação entre fração mássica e fração molar é dada por:

$$\theta_i = \frac{y_i M_i}{\sum_{j=1}^m y_j M_j} \quad (2.59)$$

Uma dada propriedade específica, x_m , é dada:

$$x_m = \sum_{j=1}^m \theta_j x_j \quad (2.60)$$

Atendendo ao facto de que o resultado da mistura de vários gases ideais é também um gás ideal, o gás natural pode ser tratado de forma perfeitamente idêntica àquela como se trata um gás puro, uma vez que se trata numa mistura não reativa com propriedades conhecidas e bem definidas. Na tabela 2.1, são apresentadas propriedades do propano, hidrogénio e gás natural, e ainda as propriedades das misturas relevantes para o presente trabalho, calculadas com base na expressão 2.58 e 2.60.

Tabela 2.1 – Propriedades do Propano, Gás Natural, Hidrogénio e Respetivas Misturas [12-26] ⁷.

Propriedades		Gás Natural	Propano	Hidrogénio	Mistura 5H₂	Mistura 10H₂	Mistura 20H₂
Frações Molares	Metano	92,4 %	-	-	87,8 %	83,2 %	73,9 %
	Etano	4,8 %	-	-	4,6 %	4,3 %	3,8 %
	Propano	2,1 %	100 %	-	2,0 %	1,9 %	1,7 %
	Butano	0,7 %	-	-	0,6 %	0,6 %	0,6 %
	Hidrogénio	-	-	100 %	5,0 %	10 %	20 %
Frações Mássicas	Metano	84,2 %	-	-	83,8 %	83,3 %	81,8 %
	Etano	8,2 %	-	-	8,2 %	8,1 %	7,9 %
	Propano	5,3 %	100 %	-	5,3 %	5,2 %	5,2 %
	Butano	2,3 %	-	-	2,1 %	2,2 %	2,4 %
	Hidrogénio	-	-	100 %	0,6 %	1,2 %	2,7 %
Massa Molar Média	17,65 g/mol	44,097 g/mol	2,016 g/mol	16,87 g/mol	16,09 g/mol	14,52 g/mol	
Massa Volúmica @ PTN	0,79 kg/m ³	1,92 kg/m ³	0,089 kg/m ³	0,75 kg/m ³	0,72 kg/m ³	0,65 kg/m ³	
Constante de Gás	0,464 kJ/kg·K	0,1885 kJ/kg·K	4,124 kJ/kg·K	0,486 kJ/kg·K	0,508 kJ/kg·K	0,563 kJ/kg·K	
Calor Específico a Pressão Constante @ PTN	2,100 kJ/kg·K	1,6794 kJ/kg·K	14,307 kJ/kg·K	2,173 kJ/kg·K	2,246 kJ/kg·K	2,430 kJ/kg·K	
Calor Específico a Volume Constante @ PTN	1,636 kJ/kg·K	1,4909 kJ/kg·K	10,183 kJ/kg·K	1,687 kJ/kg·K	1,736 kJ/kg·K	1,867 kJ/kg·K	
Coefficiente de Expansão Adiabática @ PTN	1,284	1,126	1,405	1,288	1,294	1,302	
Ponto de Fusão @ 101325 Pa	- 182,5 °C *	- 187,63 °C	- 259,14 °C	-	-	-	
Ponto de Ebulição @ 101325 Pa	- 161,5 °C *	- 42,1 °C	- 252,87 °C	-	-	-	
Poder Calorífico Inferior	48,7 MJ/kg 39,1 MJ/Nm ³	46,4 MJ/kg 89,0 MJ/Nm ³	120,1 MJ/kg 10,7 MJ/Nm ³	49,1 MJ/kg 37,6 MJ/Nm ³	49,6 MJ/kg 36,2 MJ/Nm ³	50,6 MJ/kg 33,4 MJ/Nm ³	
Poder Calorífico Superior	53,9 MJ/kg 43,2 MJ/Nm ³	50,4 MJ/kg 96,8 MJ/Nm ³	142,1 MJ/kg 12,7 MJ/Nm ³	54,4 MJ/kg 41,7 MJ/Nm ³	55,0 MJ/kg 40,2 MJ/Nm ³	56,3 MJ/kg 37,1 MJ/Nm ³	
Temperatura Adiabática de Chama no Ar	1953 °C *	1980 °C	2107 °C	-	-	-	
Limite Inferior de Inflamabilidade no Ar	5 % *	2,1 %	4 %	-	-	-	
Limite Superior de Inflamabilidade no Ar	15 % *	9,5 %	75 %	-	-	-	
Velocidade de Chama Laminar	0,39 m/s *	0,4 m/s	3,06 m/s	-	-	-	
Ponto de Inflamação	- 223,00 °C *	- 104,40 °C	-253 °C	-223 °C	-223 °C	-223 °C	
Temperatura de Auto Ignição	540 °C	450 °C	500 – 585 °C	500-540 °C	500-540 °C	500-540 °C	
Índice de Wobbe Inferior	49,902 MJ/Nm ³	72,98 MJ/Nm ³	40,69 MJ/Nm ³	49,4 MJ/Nm ³	49,0 MJ/Nm ³	48,1 MJ/Nm ³	
Índice de Wobbe Superior	55,214 MJ/Nm ³	79,32 MJ/Nm ³	48,15 MJ/Nm ³	54,9 MJ/Nm ³	54,5 MJ/Nm ³	53,8 MJ/Nm ³	
Razão Ar/Combustível Estequiométrica	17,2 *	15,8	34,3	17,3	17,4	17,7	

* Propriedades relativas ao Metano puro

2.3.5 Emissões

Na introdução à combustão realizada na secção 2.3.1 a generalidade da combustão de um hidrocarboneto é apresentada pela equação 2.24 (página 17). Esta pressupõe uma idealização da combustão e como tal os produtos da reação apresentados são os resultantes da queima estequiométrica do combustível. Atendendo à realidade da combustão em turbinas a gás, esta é tipicamente pobre, levando a que o oxigénio venha a integrar os principais constituintes do gás de escape da turbina em conjunto com o dióxido de carbono, a água e o azoto.

A presença de oxigénio nos gases de escape e a elevada temperatura atingida desencadeiam uma reação do oxigénio com o azoto levando à formação de óxidos de azoto, NO_x , sendo os mais comuns o NO e o NO_2 . Estes poluentes são potenciados, principalmente, por 4 fatores: temperatura máxima atingida na combustão; percentagem de excesso de ar; pressão e tempo de exposição a temperaturas elevadas. Nestes fatores destacam-se a temperatura máxima e o excesso de ar, sendo que o primeiro tende a diminuir com o aumento do segundo. Atendendo a isto, a temperatura máxima é atingida em condições estequiométricas, contudo, nestas condições, os óxidos de azoto formam-se em menor quantidade, uma vez que o oxigénio disponível para a sua formação é muito limitado. Quando a combustão se torna pobre, mas relativamente próxima da estequiometria, reúnem-se as condições ótimas para a formação dos óxidos de azoto. Estes irão aumentar até um coeficiente de excesso de ar de aproximadamente 1,3. A partir deste ponto os efeitos de arrefecimento do ar em excesso sobrepõem-se à sua contribuição para a formação de NO_x , verificando-se o início da diminuição da concentração deste poluente. Dos efeitos negativos provocados pelos óxidos de azoto destacam-se a formação de *smog* (que foi a primeira consequência a alertar para os impactos da produção de NO_x e levou a que esta fosse controlada), a ocorrência de chuvas ácidas e a contribuição para a destruição da camada de ozono [5], [9].

Apesar da operação nas turbinas a gás ser caracterizada pelo excesso de ar, pode ocorrer uma queima incompleta do combustível, devido, por exemplo, à geometria da câmara de combustão. Neste caso é frequente a formação de monóxido de carbono e a presença de hidrocarbonetos não queimados nos gases de escape. Ambos tóxicos quando inalados [5].

2.4 Turbina

Com uma estrutura idêntica à do subcapítulo 2.2, o subcapítulo dedicado à turbina inicia-se com uma breve distinção entre as máquinas axiais e radiais, sendo estas últimas detalhadas posteriormente.

2.4.1 Classificação de Turbinas

À semelhança dos compressores, também as turbinas podem ser classificadas como radiais e axiais. Neste enquadramento, as máquinas radiais são vastamente menos utilizadas do que as axiais: o emparelhamento compressor radial – turbina axial constitui uma solução viável, sendo a configuração compressor axial – turbina radial raramente verificada. Como tal, as turbinas radiais são utilizadas em contextos muito particulares, resumindo-se a aplicações onde a compactidade é um critério prioritário face ao desempenho ou onde se pretende uma aplicação de muito baixa potência [9].

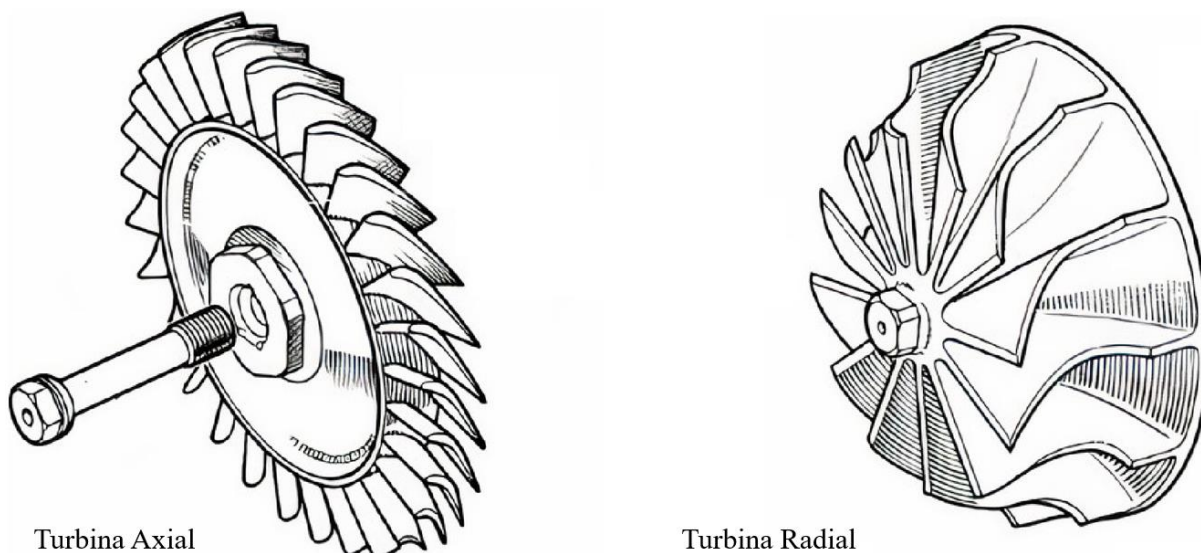


Figura 2.10 - Turbina Axial e Turbina Radial [27].

Comparativamente às turbinas radiais as turbinas axiais apresentam as seguintes vantagens [6], [28]:

- i. Melhor adaptabilidade a configurações multiestágio;
- ii. Menos suscetível a tensões provocadas pela vibração das pás;
- iii. Melhor rendimento na grande maioria da gama de operação.

Face às turbinas axiais as turbinas radiais apresentam os seguintes benefícios [5], [28]:

- i. Melhor desempenho para caudais mássicos baixos;
- ii. Custos de produção inferiores;
- iii. Geometria mais compacta;
- iv. Maiores razões de expansão num único estágio.

2.4.2 Turbina Radial

Utilizada maioritariamente na indústria criogénica, em turbocompressores automóveis, na propulsão de helicópteros e na indústria petroquímica, as turbinas radiais são caracterizadas, como já referido, pela sua compactidade e robustez. O seu princípio de funcionamento é semelhante àquilo que é o inverso do compressor radial: Num primeiro estágio poder-se-á ter as pás estáticas (que no compressor correspondem às pás do difusor) e que direcionam o escoamento para o rotor com uma elevada componente de velocidade tangencial, sendo o fluido, posteriormente, expandido nas pás da turbina saindo com uma velocidade cuja direção é idealmente axial.

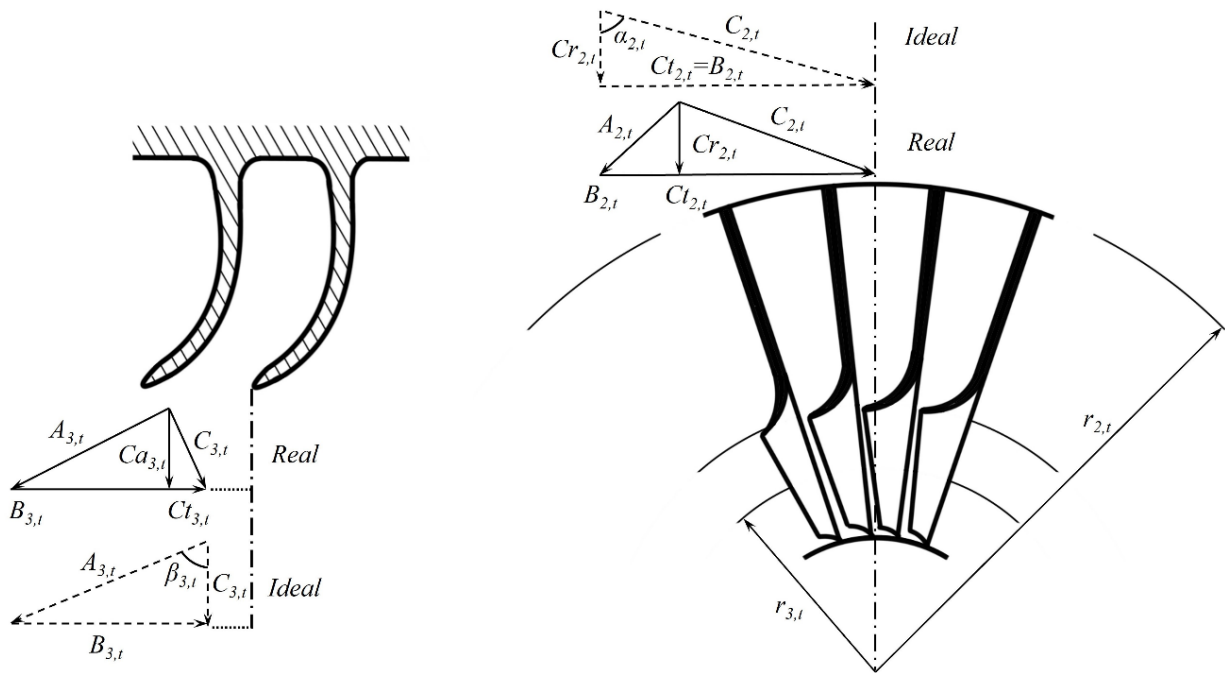


Figura 2.11 - Representação dos triângulos de velocidades da turbina radial (ilustração baseada em [5]).

Considerando o cenário em que a componente tangencial da velocidade do escoamento à saída do rotor é nula, o trabalho específico produzido pela expansão na turbina é escrito [5]:

$$w_{out} = C_p(T_{01,t} - T_{03,t}) = Ct_{2,t} \cdot B_{2,t} = B_{2,t}^2 \quad (2.61)$$

Na presença de um difusor perfeito, isto é, com capacidade de reduzir a velocidade à sua saída a zero, o trabalho seria [5]:

$$w'_{out} = C_p(T_{01,t} - T'_{4,t}) = \frac{C_{0,t}^2}{2} \quad (2.62)$$

Igualando as expressões 2.61 e 2.62 obtém-se a equivalência [5]:

$$B_{2,t}^2 = \frac{C_{0,t}^2}{2} \rightarrow \frac{B_{2,t}}{C_{0,t}} = 0,707 \quad (2.63)$$

Em termos da razão de expansão, a velocidade $C_{0,t}$ pode ser calculada com base na expressão 2.64 [5].

$$\frac{C_{0,t}^2}{2} = C_p T_{01,t} \left[1 - \left(\frac{1}{p_{01,t}/p_{atm}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (2.64)$$

Como referido na secção *Eficiências de compressão e expansão*; (equação 2.11), é comum determinar a eficiência isentrópica de expansão contabilizando implicitamente o desempenho do difusor. Com base no diagrama T - s da figura 2.12 a expressão 2.11. fica [5]:

$$\eta_{exp} = \frac{T_{01,t} - T_{03,t}}{T_{01,t} - T'_{4,t}} \quad (2.65)$$

Contudo, nesta fase, é útil explicitar a eficiência da turbina isolada [5]:

$$\eta_t = \frac{T_{01,t} - T_{03,t}}{T_{01,t} - T'_{3,t}} \quad (2.66)$$

O coeficiente de perdas na tubeira pode ser escrito [5]:

$$\lambda_N = \frac{T_{2,t} - T'_{2,t}}{C_{2,t}^2 / 2 c_p} \quad (2.67)$$

Identicamente pode-se definir o coeficiente de perdas no rotor [5]:

$$\lambda_R = \frac{T_{3,t} - T''_{3,t}}{A_{3,t}^2 / 2 c_p} \quad (2.68)$$

Tendo em conta que o ponto 2 se localiza na periferia do rotor, o coeficiente de perdas na tubeira, λ_N , tem, não só em conta as perdas na tubeira, como também as perdas no espaçamento tubeira-rotor. Considerando os processos 2'-2 e 3'-3'' podemos escrever $c_p \delta T = T \delta s$ e é demonstrável que o coeficiente de perdas na tubeira pode ser definido por [5]:

$$\lambda_{N,t} = \frac{T''_{3,t} - T'_{3,t} \frac{T'_{2,t}}{T_{3,t}}}{C_{2,t}^2 / 2 c_p \frac{T'_{2,t}}{T_{3,t}}} \quad (2.69)$$

Expandindo o denominador da expressão 2.66 [5]:

$$T_{01,t} - T'_{3,t} = (T_{01,t} - T_{03,t}) + (T_{03,t} - T_{3,t}) + (T_{3,t} - T'_{3,t}) + (T''_{3,t} - T'_{3,t}) \quad (2.70)$$

Este pode ser reescrito [5]:

$$T_{01,t} - T'_{3,t} = (T_{01,t} - T_{03,t}) + \frac{C_{3,t}^2}{2c_p} + \lambda_R \frac{A_{3,t}^2}{2c_p} + \lambda_N \frac{C_{2,t}^2 T'_{2,t}}{2c_p T'_{3,t}} \quad (2.71)$$

Sendo possível estabelecer uma nova expressão para a eficiência da turbina, η_t [5]:

$$\eta_t = \left[1 + \frac{1}{2c_p(T_{01,t} - T_{03,t})} \left(C_{3,t}^2 + \lambda_R A_{3,t}^2 + \lambda_N C_{2,t}^2 \frac{T'_{2,t}}{T'_{3,t}} \right) \right]^{-1} \quad (2.72)$$

Considerando agora as relações conhecidas dos triângulos de velocidades [5]:

- i. $C_{2,t} = B_{2,t} \operatorname{cosec}(\alpha_{2,t});$
- ii. $A_{3,t} = B_{3,t} \operatorname{cosec}(\beta_{3,t});$
- iii. $C_{3,t} = B_{3,t} \cot(\beta_{3,t});$
- iv. $C_{3,t} = B_{3,t} \frac{r_{3,t}}{r_{2,t}}.$

Aplicando estas relações e a expressão 2.61, a eficiência da turbina pode ser redefinida [5]:

$$\eta_t = \left\{ 1 + \frac{1}{2} \left[\left(\frac{r_{3,t}}{r_{2,t}} \right)^2 (\cot^2 \beta_{3,t} + \lambda_R \operatorname{cosec}^2 \beta_{3,t}) + \lambda_N \frac{T'_{3,t}}{T'_{2,t}} \operatorname{cosec}^2 \alpha_{2,t} \right] \right\}^{-1} \quad (2.73)$$

Sendo o termo $T'_{3,t}/T'_{2,t}$ determinado por [5]:

$$\frac{T'_{3,t}}{T'_{2,t}} \approx \frac{T''_{3,t}}{T_{2,t}} = 1 - \frac{B_{2,t}^2}{2c_p T_{2,t}} \left[1 + \left(\frac{r_{3,t}}{r_{2,t}} \right)^2 [1 + \lambda_R \operatorname{cosec}^2 \beta_{3,t} - 1] - \cot^2 \alpha_{2,t} \right] \quad (2.74)$$

E a temperatura T_2 determinada por [5]:

$$T_2 = T_{01} - \frac{B_{2,t}^2}{2c_p} \operatorname{cosec}^2 \alpha_{2,t} \quad (2.75)$$

O coeficiente de perdas na tubeira, $\lambda_{N,t}$, é determinado experimentalmente sendo o coeficiente de perdas no rotor, $\lambda_{R,t}$, deduzido das medições de eficiência de expansão [5].

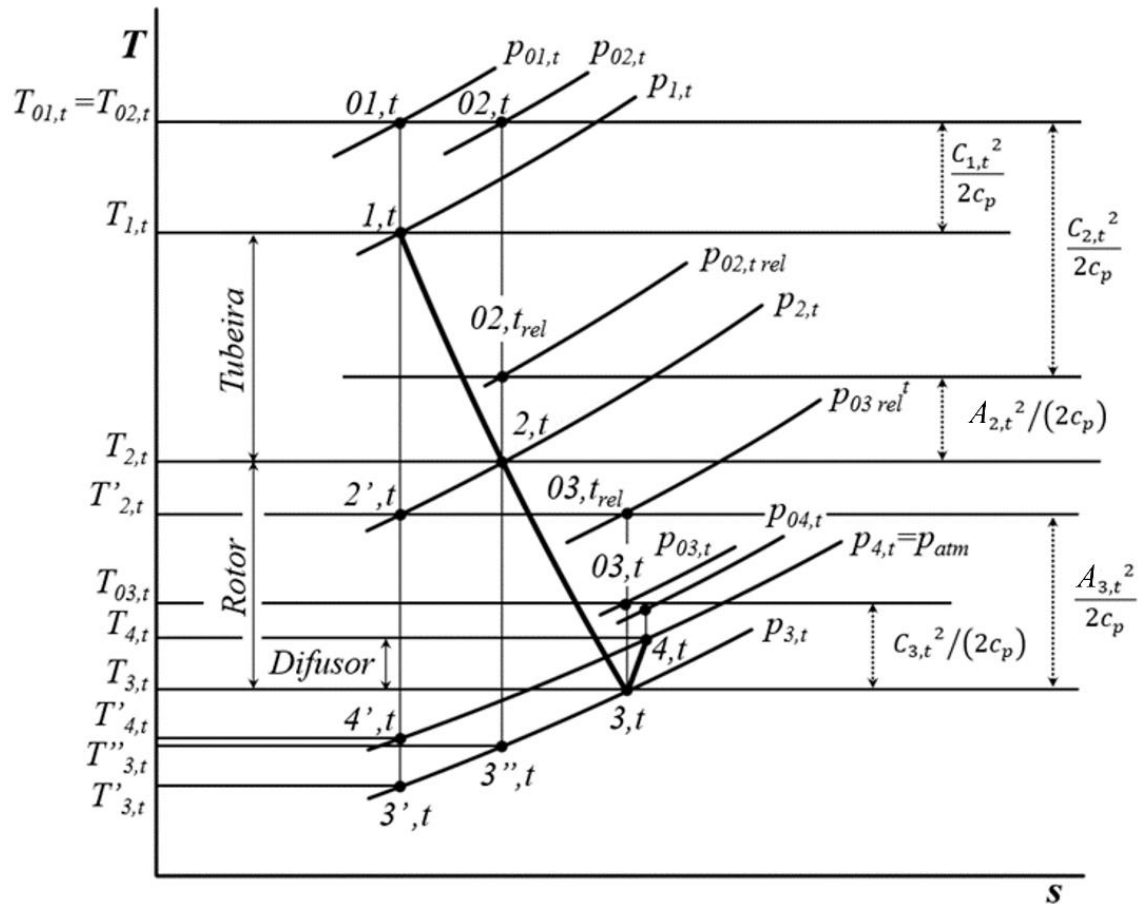


Figura 2.12 - Evolução T-s da turbina radial de estágio único (ilustração baseada em [5]).

2.5 Avaliação de Projetos

Subentende-se, no conceito de engenharia, que qualquer tecnologia que possa vir a ser desenvolvida e implementada deverá apresentar-se viável do ponto de vista financeiro, ambiental e social. A viabilidade de um determinado projeto dependerá dos compromissos necessários para alcançar os objetivos a que este se propõe. No sentido de avaliar esses compromissos, é necessário compreender alguns conceitos de avaliação de projetos, justificando-se a introdução deste subcapítulo no presente trabalho.

2.5.1 Tipos e Fases dos Projetos de Investimento

O investimento corresponde à aplicação de capital com o objetivo de gerar rendimento num momento futuro ou de obter benefícios duma perspetiva que não a financeira. Nesta linha, um projeto de investimento é a ação de planear e estudar a aplicação desse investimento. Um projeto de investimento pode ser classificado de acordo com vários critérios [29]:

- i. Tipos de projetos por setor de atividade:
 - a. Projetos agrícolas;
 - b. Projetos industriais;
 - c. Projetos comerciais;
 - d. Projetos de serviços;
- ii. Tipos de projetos por natureza do investidor – distinguindo-se os investimentos privados dos públicos;
- iii. Tipos de projetos por relação com a atividade produtiva:
 - a. Diretamente produtivos – projetos que desenvolvem bens e/ou serviços que representam um lucro direto;
 - b. Indiretamente produtivos – projetos que visam implementar (ou apoiar) as atividades diretamente produtivas;
 - c. Sociais – projetos não relacionados com produtividade e que têm como objetivo a melhoria de condições sociais.
- iv. Tipos de projetos por objetivo de investimento:
 - a. Investimento de reposição ou substituição – substituição de equipamentos usados por equipamentos novos sem melhoria de características técnicas;
 - b. Investimento de modernização ou racionalização – idêntico ao anterior, contudo os novos equipamentos deverão apresentar características superiores aos substituídos;
 - c. Investimento de expansão – investimento que visa aumentar a capacidade produtiva de um determinado produto ou serviço;
 - d. Investimento de diversificação ou inovação – investimento que permite produzir novos produtos ou prestar novos serviços;

- e. Investimento estratégico ou de elevado potencial tecnológico – investimentos que visam atingir vantagens para além do aumento de rentabilidade.
- v. Tipos de projetos por relações entre investimentos:
 - a. Independentes – quando a implementação de um projeto não depende de outros;
 - b. Dependentes – mutuamente exclusivos, quando a aprovação de um projeto leva à rejeição de outro ou complementares, quando a implementação de um obriga à implementação de outro.
- vi. Tipos de projeto por cronologia de fluxos de tesouraria:
 - a. *Point-input, Point-output* – Projetos com uma despesa pontual e um lucro pontual no futuro;
 - b. *Point-input, Continuous-output* – Projetos com um investimento pontual e receitas contínuas;
 - c. *Continuous-input, Point-output* – Projetos que requerem um investimento contínuo com um retorno pontual;
 - d. *Continuous-input, Continuous-output* – Projetos não convencionais com despesas escalonadas e receitas obtidas ao longo de diversos períodos.
- vii. Tipos de projetos por contexto geográfico:
 - a. Projetos de investimento nacional;
 - b. Projetos de investimento estrangeiro – podem ser diretos, quando o investimento é efetuado diretamente pelo investidor estrangeiro que exerce o controlo ou indiretos, quando o investidor toma parte num projeto já existente⁸;
- viii. Tipos de projetos por contrato de transação de *inputs*:
 - a. Contratos separados – onde o investidor contrata fornecedores, ficando ele próprio responsável pela gestão e coordenação dos trabalhos;
 - b. Contratos combinados “chave na mão clássico” - em que o fornecedor se compromete a entregar ao investidor uma fábrica pronta a funcionar;
 - c. Contratos combinados “chave na mão pesado” – semelhante ao anterior, mas onde a formação de pessoal do investidor e a assistência técnica na fase inicial é responsabilidade do fornecedor;
 - d. Contratos combinados “produto na mão” – semelhante ao contrato “chave na mão pesado” onde a formação e assistência técnica é prolongada para além do início de laboração;
 - e. Contratos combinados “projeto de processo em mão” – Contrato de “produto na mão” onde a comercialização do bem produzido é encargo do fornecedor.

O desenvolvimento de um projeto pode ser dividido em conceção e implementação. De acordo com esta classificação, a conceção encontra-se subdividida em 3 fases. A primeira corresponde à fase de identificação, onde são constatadas as oportunidades de investimento.

De seguida o projeto entra na fase de preparação, na qual é feita a formulação das possíveis variantes do projeto e uma pré-avaliação destas. Em casos onde só existe uma variante possível para a implementação do projeto, a fase de preparação é suprimida. Por fim, entramos na fase de avaliação, onde, após a escolha de uma variante com base na pré-avaliação, é realizada a formulação do projeto, são realizados os estudos de viabilidade e é feita a tomada de decisão. Caso a tomada de decisão seja no sentido positivo, o projeto avança e entra na sua implementação, onde, na fase de investimento, será feita a planificação, a execução e o controlo, até que se alcance a conclusão do projeto [29].

2.5.2 Categorias de Avaliação de Projetos

A avaliação de projetos é um processo particularmente importante, pois determinará a viabilidade do projeto. Uma má avaliação poderá conduzir à rejeição de um projeto de financiamento que se provaria rentável ou à aprovação de um projeto cujo investimento não trará proveito. No sentido de analisar todos os aspetos relevantes para construir uma boa avaliação, esta encontra-se dividida em diferentes categorias [29]:

- i. Avaliação financeira – corresponde a um estudo de apoio à tomada de decisão por parte do investidor ou dos financiadores do projeto, ponderando as despesas e receitas. A avaliação financeira pode ser dividida em:
 - a. Avaliação técnica, encarregue do estudo de conceção de instalações e equipamento necessários, estimando os custos de investimento e os custos operacionais do projeto;
 - b. Avaliação comercial, onde é feito um estudo de mercado, analisando clientes e concorrentes bem como as condições de compra e venda da fase de operação do projeto;
 - c. Avaliação institucional que trata de questões relacionadas com o sistema de gestão e a organização do pessoal durante a fase de construção e operação;
- ii. Avaliação económica – realizada quando existe participação pública no projeto, contabilizando não só a rentabilidade financeira, mas principalmente a contribuição do projeto para a política económica nacional;
- iii. Avaliação social – permite analisar o possível impacte social do projeto, em questões como a distribuição de rendimento, a fixação da população, saúde, educação, etc;
- iv. Avaliação ambiental – trata as possíveis implicações que o projeto possa ter a nível ambiental, especialmente aspetos relacionados com a poluição.

2.5.3 Custos de Obtenção dos Combustíveis

Dos objetivos estipulados para o presente trabalho, decorre a intenção de substituir parcialmente a utilização de gás natural por hidrogénio em equipamentos originalmente aptos a operar com gás natural. Isto implica que, para além da substituição do gás combustível utilizado, não deverão existir alterações significativas à instalação. Neste sentido, o custo

associado à implementação deste projeto estará maioritariamente relacionado com o custo do combustível queimado.

De acordo com o *REN Data Hub*, a média anual de 2023 do preço de mercado do gás natural em Portugal foi de 36,97 €/MWh, tendo diminuído para 30,98 €/MWh no ano de 2024 (valor médio anual a setembro de 2024) [30]. Isto equivale, sensivelmente a 0,419 €/kg. O custo de hidrogénio irá depender do tipo de hidrogénio utilizado. Apesar de existirem outras variantes, atualmente destacam-se 3 tipos de hidrogénio: cinzento, azul e verde. Esta classificação é atribuída com base no método de produção. O hidrogénio cinzento é obtido através da reformação de metano com vapor de água, processo que desencadeia a reação de metano quando este é exposto à elevada temperatura do vapor de água, formando hidrogénio e monóxido de carbono. Este último irá ser reutilizado para que reaja com mais vapor de água, libertando dióxido de carbono e hidrogénio[31]. Apesar de ser o método mais utilizado, apresenta emissões que rondam os 9,3 kg CO₂ / kg H₂. É também o método mais económico, estimando-se o seu custo em 1,5 €/kg [32], [33]. O hidrogénio azul conta com o mesmo método de produção do cinzento, distinguindo-se pelo facto de as emissões de CO₂ serem capturadas e armazenadas. Desta forma as emissões deste poluente reduzem-se para cerca de 4 kg CO₂ / kg H₂ [34] com um custo de 0,5€/kg de hidrogénio, totalizando-se o custo deste método em 2€/kg [33]. Apesar de não ser um método menos poluente não é renovável, uma vez que está igualmente dependente dos combustíveis fósseis. Isto implica ainda que, tanto o custo de produção do hidrogénio cinzento como o do hidrogénio azul, estejam altamente dependentes do custo do gás natural. O hidrogénio verde é o hidrogénio mais limpo. A produção deste resulta da eletrólise da água, alimentada a partir de fontes de energia renováveis com zero emissões de carbono. Uma vez que ainda é uma tecnologia em desenvolvimento, a estimativa do seu custo está definida num intervalo relativamente abrangente. Segundo os Serviços de Pesquisa do Parlamento Europeu, os custos de produção de hidrogénio verde estão compreendidos entre os 3,6€/kg e 5,3€/kg, sendo expectável a queda destes valores para 1,8€/kg, em 2030 [33]. O *European Hydrogen Observatory* aponta para valores mais elevados, definindo o custo de produção de hidrogénio verde entre 4,18€/kg e os 9,60€/kg, valores estes obtidos com base nos custos reais de produção em toda a Europa ao longo do ano de 2022 [35].

2.6 Estado da Arte

O Estado da Arte conclui o capítulo 2 *Fundamentação Teórica* com uma revisão dos avanços científicos de interesse para o presente trabalho. Este subcapítulo encontra-se dividido em duas secções que refletem as principais áreas de investigação no âmbito da utilização de hidrogénio para a produção de energia através de combustão. Uma primeira dedicada ao transporte de hidrogénio, onde são mencionados estudos que apontam as principais dificuldades de incorporar hidrogénio nas atuais redes de gás natural, quais os limites previstos por esses mesmo estudos e ainda uma revisão dos limites legais e metas impostas na União Europeia. A segunda secção é dedicada à utilização das misturas de Gás Natural (ou Metano) com Hidrogénio. Ao longo desta secção serão apresentados estudos numéricos e experimentais dando particular destaque aos resultados obtidos (principalmente os limites de hidrogénio apontados), e aos procedimentos adotados nos métodos experimentais, visando, desta forma, aprimorar o procedimento experimental a adotar no presente trabalho, promovendo condições de segurança favoráveis e testes paramétricos que se mostrem relevantes para esta área de investigação.

2.6.1 Transporte de Misturas de Hidrogénio e Gás Natural

Existem atualmente várias estratégias que permitem o transporte de hidrogénio. Na sua forma pura, este pode ser armazenado e transportado em navios e camiões no estado gasoso ou liquefeito. Apesar deste último permitir o transporte de maiores quantidades de hidrogénio, o processo de liquefação é muito dispendioso do ponto de vista energético e requer tanques a muito baixa temperatura para preservar este estado. Outras estratégias consistem na criação de gasodutos especificamente projetados para hidrogénio ou na introdução de hidrogénio nos gasodutos atualmente projetados para gás natural. Esta última é aquela que se tem mostrado mais rentável do ponto de vista económico e que será explorada ao longo desta secção [36-38].

Apesar de ser a estratégia economicamente mais favorável, a introdução de hidrogénio na rede de gás natural conduz a potenciais problemas que resultam das diferenças nas propriedades físicas e químicas do hidrogénio comparativamente ao gás natural: dimensão inferior (comparando a molécula de H_2 com a molécula de CH_4 , principal constituinte do gás natural), muito baixa densidade (requerendo maiores pressões para uma mesma quantidade de energia por unidade de volume), maior gama de inflamabilidade, etc [37]. Destas características podem advir os seguintes problemas [39]:

- i. Aumento da propagação de fendas nos gasodutos de aço;
- ii. Redução da resistência à fratura nos gasodutos de aço;
- iii. Redução na capacidade de transmissão de energia;
- iv. Aumento das perdas de carga para cumprir a demanda energética;
- v. Velocidades de transporte superiores;

- vi. Aumento da potência de compressão nas redes de transmissão;
- vii. Aumento da velocidade de rotação dos compressores e alteração da gama de operação dos compressores;
- viii. Fugas e desgaste nas válvulas e instrumentos de medição;
- ix. Fugas de hidrogénio em tubagens poliméricas na rede de distribuição.

Naturalmente, os problemas expostos agravar-se-ão com o aumento da fração volúmica de hidrogénio na mistura com gás natural, tornando-se, desta forma, pertinente a existência de estudos que delimitem a fração de hidrogénio máxima que é seguro (e rentável) transportar nos gasodutos e que indiquem as consequências desta estratégia.

Em [37] é estudado, através de um modelo matemático, o impacto da incorporação de hidrogénio numa rede de gás natural caracterizada por uma rede de transporte de 322 km e uma rede de distribuição de 10km. Os resultados preveem que uma fração volúmica de 30 % de hidrogénio (com uma redução na energia transmitida a rondar os 49 %), pode ser transportada sem alterações aos gasodutos. É ainda indicado que uma mistura de até 60 %, transmitindo 65 % da energia, é possível com a adição de apenas um compressor. Teoricamente, o estudo prevê a necessidade de incluir 11 compressores caso se pretendesse transmitir a totalidade da energia com hidrogénio puro.

No estudo apresentado em [40], é analisado o panorama energético italiano em 3 casos: Caso-Base, Cenário Intermédio e Cenário Final, onde se estima uma potência proveniente de fontes de energia renováveis intermitentes de 31,6 GW, 158,2 GW e 272,1 GW, respetivamente. O estudo avalia a utilização de hidrogénio produzido com recurso à energia excedente proveniente de fontes de energia renovável, apontando 20 % como sendo a fração volúmica de hidrogénio máxima a introduzir nas redes de gás natural, tendo isto um impacto de -66 % de emissões de CO₂, no setor de produção de energia elétrica, no Cenário Final.

O projeto *HyDeploy* desenvolvido no Reino Unido demonstrou, na sua primeira fase, a viabilidade de incorporar até 20 % de hidrogénio em redes originalmente projetadas para operar com gás natural. O estudo realizado compreendia a rede de distribuição de 101 habitações e foi demonstrado que todos os elementos da rede aprovados nos testes com gás natural, também receberam parecer positivo nos testes realizados com a mistura [41]. A 30 de outubro de 2019 iniciou-se a terceira e última fase do projeto, que pretendia a incorporação da mistura de 20 % de hidrogénio na rede de gás em estudo na universidade de Keele. A fração volúmica de hidrogénio foi incrementada gradualmente até se atingirem os 20 % de hidrogénio em fevereiro de 2020. Até março de 2021 a rede operou com a mistura final, tendo sido nesse momento concluído, com sucesso, o projeto *HyDeploy* [42].

Entre dezembro de 2007 e abril de 2011 decorreu em Ameland, Holanda o projeto *Hydrogen Blending with Natural Gas on Ameland*. Este previa a incorporação de hidrogénio na rede de distribuição de gás natural de um complexo residencial com 14 habitações. Numa fase inicial testou-se, com sucesso, a segurança da instalação para percentagens em volume de até 30

% de hidrogénio, e ao longo dos 4 anos do projeto foi utilizada uma percentagem de 20 % de hidrogénio, não se tendo verificado, ao longo deste período, qualquer problema [43], [44].

Bonchan Koo, Youngcheol Ha e Hweeung Kwon resolvem as equações de Euler, do transporte de espécies e de GERG-2008, através de um modelo numérico, para avaliar a influência da incorporação de hidrogénio nas redes de distribuição de gás natural na Coreia do Sul. O estudo foi desenvolvido tendo por base duas redes de distribuição terminais com comprimentos de 110 km e 240 km. Foi concluído que aumentos significativos a nível de perdas de carga apenas surgem quando a fração volúmica de hidrogénio excede os 20 %. [45]

Em [46] é apresentado um estudo experimental numa plataforma que replica uma rede de gás natural de alta pressão. A investigação conduzida nesta plataforma demonstrou a fiabilidade de incorporar uma fração molar de 20 % de hidrogénio no gás natural numa pressão até 80 bar. Todos os materiais, válvulas e equipamentos foram avaliados após 3000 horas de teste, não tendo sido registados quaisquer efeitos adversos. Durante a fase de avaliação não foram detetadas fugas de hidrogénio superiores a 0,001 NI/h.

Em território nacional, na cidade do Seixal, está a ser realizado pela Floene, no âmbito do projeto *Green Pipeline*, a injeção de hidrogénio na rede de gás natural que alimenta 82 clientes residenciais, empresariais e industriais. A rede de gás onde está a ser realizado o projeto é representativa de 95 % das instalações de gás natural em Portugal e está, nesta fase, a ser alimentada com uma mistura caracterizada por uma fração volúmica de hidrogénio de 12 %. O projeto iniciou-se com uma percentagem de 2 % e, de acordo com o seu objetivo inicial, deverá atingir os 20 % num prazo de 2 anos [47-49].

A nível de regulamentação, existe, na Europa, uma grande diversidade de critérios para impor o limite máximo de mistura de hidrogénio na rede de gás natural. Tipicamente todos os limites impostos são a nível de fração volúmica e variam entre os 0,1 % no Reino Unido, Irlanda e Suécia até aos 10 % na Alemanha. Nem todas os países adotam um critério fixo de limite de hidrogénio, sendo, nestes casos, necessário que as autoridades competentes avaliem e aprovem a composição de gás de cada consumidor. A alguns dos limites máximos impostos são ainda aplicadas exceções e/ou regras a cumprir dentro desses limites. São exemplos disto a já referida Alemanha que, tendo como limite para a generalidade das aplicações uma percentagem de 10 %, só admite um máximo de 2 % de fração volúmica de hidrogénio em aplicações consideradas sensíveis, ou a Lituânia que se encontra limitada a uma percentagem de 2 %, contudo só permite a mistura em instalações acima dos 16 bar. Países como a Eslováquia e Holanda proíbem a injeção de hidrogénio puro na sua rede de gás natural. Em Portugal não está ainda definido um limite legal para a introdução de hidrogénio na rede nacional de gás natural [50], [51].

2.6.2 Utilização de Misturas de Hidrogénio e Gás Natural

Apresentados os estudos relevantes para entender as limitações da incorporação de hidrogénio no gás natural a nível do transporte, torna-se agora relevante perceber quais os obstáculos quando se ultrapassa esta fase e se torna necessário dar uma finalidade à mistura transportada. Como havia sido verificado na fase de transmissão e distribuição, também na utilização do hidrogénio para combustão surgem problemas relacionados com as diferenças nas propriedades deste quando comparadas com as do gás natural, tais como [50]:

- i. Índice de Wobbe inferior;
- ii. PCI inferior (por unidade de volume em condições normais);
- iii. Velocidade de propagação de chama superior;
- iv. Limites de inflamabilidade diferentes;
- v. Temperatura adiabática de chama superior.

Estas diferenças poderão condicionar o bom funcionamento dos equipamentos, na medida em que poderá existir maior instabilidade da combustão, maior risco de ocorrência de *flashback* (retorno de chama), que está diretamente relacionado com o aumento de velocidade de propagação de chama, dano acumulado devido a temperaturas de operação superiores ou potência debitada inferior à ideal. Levando em consideração não só estas dificuldades, mas também os possíveis benefícios da utilização do hidrogénio, serão apresentados, ao longo desta secção, estudos que demonstram o impacto do hidrogénio nos mais diversos equipamentos terminais.

Dois estudos desenvolvidos por investigadores da Universidade Técnica de Yildiz apresentam os efeitos da mistura de hidrogénio no gás natural a nível do desempenho da combustão e de impacto ambiental. Os estudos foram realizados recorrendo a fogões a gás que são alimentados por gás natural e por misturas que contêm 10 %, 20 % e 30 % de hidrogénio. Numa primeira fase é medido o tempo de aquecimento de 5kg de água desde a temperatura ambiente até 60°C, seguindo-se a análise de emissões recorrendo a uma conduta que direciona os gases libertados pelo fogão para um analisador de gases. As conclusões do estudo revelam que a injeção de 20 % de hidrogénio na alimentação do fogão conduz a uma redução de 8 % no consumo de gás natural com uma redução de 4 % nas emissões de CO₂ à custa de um aumento no tempo de aquecimento próximo dos 16 %. Com 30 % é registado um aumento na eficiência do fogão de mais de 3 %, passando de 41 % para 44,4 % e uma redução de aproximadamente 21 % nas emissões de CO₂. É ainda registado que o aumento da fração de hidrogénio nestes limites conduz a uma redução no potencial de aquecimento global e no potencial de acidificação, mas por outro lado contribui modestamente para o agravamento dos potenciais de toxicidade humana, exaustão abiótica e depleção do ozono [52], [53].

Outro estudo experimental realizado com recurso a um fogão doméstico na Universidade da Califórnia, avaliou o limite máximo de incorporação de hidrogénio no gás natural para o equipamento em causa. O procedimento experimental, de forma sumária, consistiu em injetar

misturas de gás natural e hidrogénio, a uma pressão relativa de 20 mbar, aumentando gradualmente a concentração deste último até se atingir uma determinada condição limite de segurança (corrência de *flashback*, ou sobreaquecimento). Ficou demonstrado que com apenas 20 % de adição de hidrogénio ocorre um retorno de chama intermitente durante a ignição, contudo este efeito é mitigado quando o processo de ignição é terminado e a chama estabiliza. Em regime estacionário o *flashback* só é atingido aos 75 %, contudo este valor diminui para os 55 % caso exista um recipiente a ser aquecido. A 75 % é ainda verificado um aumento de 25 °C na temperatura do queimador, condição que pode afetar a vida útil do equipamento. Não foram verificadas variações significativas a nível de emissões [54].

Em [55] é apresentado um estudo para a utilização de misturas de gás natural e hidrogénio (até um máximo de 30 %) numa central de cogeração equipada com um motor alternativo de seis cilindros. Foi concluído que com o aumento da percentagem de hidrogénio existe um aumento da pressão máxima no interior da câmara de combustão (até 38 % superior recorrendo à mistura de 30 % de hidrogénio). É ainda verificado que quanto mais rica a mistura é em hidrogénio, mais cedo ocorre a ignição e menor é o tempo de duração da combustão, verificando-se a necessidade de atrasar o *timing* de ignição. No limite de 30 % de fração volúmica de hidrogénio foi verificado um aumento de 2,1 % na eficiência da central à custa de um aumento de 200mg/Nm³ para 1100 mg/Nm³ de emissões de NO_x.

Na Escola de Engenharia Mecânica da Universidade de Tongji foi levado a cabo um estudo que apresenta a influência do hidrogénio a nível de emissões e estabilidade da combustão num esquentador doméstico. O estudo conduzido varia a fração volúmica de hidrogénio entre os 0 e os 40 % em incrementos de 10 % e a carga entre 0,7 e 2,3 kW em incrementos de 0,4 kW. Foi verificado que, para uma mesma potência de aquecimento, o aumento da fração de hidrogénio até aos 10 % a 20 % proporciona um aumento do comprimento da chama e, acima destes valores, uma diminuição. O efeito inverso é verificado na temperatura do esquentador, esta sofre uma diminuição até 20 % de fração de hidrogénio e aumenta a partir deste ponto. Problemas de sobreaquecimento foram verificados com 40 % de hidrogénio na mistura. A nível de emissões existe uma diminuição expressiva na produção de CO₂ com o aumento da incorporação de hidrogénio. As emissões de NO_x não apresentaram relação com a fração de hidrogénio quando o esquentador opera na sua carga máxima, contudo, na gama 0,7-1,9 kW, as emissões de NO_x apresentam uma flutuação até se atingirem os 20 % de incorporação de hidrogénio e diminuem acima desta percentagem [56].

Em [57] é apresentado o resultado de um estudo experimental realizado com recurso a uma caldeira doméstica. Esta foi sujeita a testes paramétricos onde se variou a percentagem de hidrogénio incorporado no metano entre os 0 e os 45 % e a razão de equivalência entre os 2 e os 4, recorrendo a uma estratégia de combustão por estágios. A temperatura máxima registada nos gases de escape ocorre para uma fração de 20 % de hidrogénio e uma razão de equivalência de 2. A nível de emissões de NO_x estas atingem os seus valores mais elevados por volta dos 10 % de fração de hidrogénio, apresentando uma tendência

descendente desde os 20 % até aos 45 % e tendem a diminuir com o aumento da razão de equivalência. As emissões de CO apresentam valores favoráveis para misturas com mais de 20 % de hidrogénio e razões de equivalência entre os 2 e 3. A conclusão máxima deste estudo aponta a combinação de 20 % de percentagem de hidrogénio e uma razão de equivalência de 2 como resultado ótimo na gama estudada.

Num estudo numérico com recurso a *Ansys Fluent*, Roberta de Robbio do Departamento de Engenharia Industrial da Universidade de Nápoles Frederico II estudou o efeito da mistura de 25 % de hidrogénio no gás natural na câmara de combustão de uma microturbina C30 recorrendo a 2 estratégias: pré mistura e injeção direta individual de cada combustível. Os resultados indicam que a introdução da mencionada fração de H₂, não só não melhora a eficiência de combustão, como ainda origina retorno de chama na linha de injeção quando o hidrogénio e o gás natural são injetados separadamente [58].

Um estudo experimental levado a cabo no Instituto de Turbomáquinas da Escola de Engenharia Mecânica da Universidade Jiao Tong de Xangai, demonstrou os efeitos de misturas de gás natural e hidrogénio num queimador radial DLE⁹ a nível de estabilidade de combustão e emissões. O referido equipamento foi ensaiado com misturas que continham, em volume, frações de 0 %, 5 %, 11 %, 21 % e 26 % de hidrogénio. O estudo concluiu que uma percentagem de 5 % de hidrogénio não é suficiente para alterar significativamente a forma da chama e que acima dos 11 % o ângulo de expansão da chama aumenta. Foi ainda verificado que a adição de hidrogénio permite uma menor flutuação na amplitude de pressões, mas não afeta significativamente a frequência destas flutuações. A nível de emissões foi registado, com o aumento da fração de hidrogénio incorporado, um aumento gradual das emissões de NO_x e não ficou evidente qualquer diminuição ou aumento das emissões de CO [59].

O projeto HYFLEXPOWER desenvolvido na cidade de Saillat-sur-Vienne, França, estabeleceu como objetivo a produção, armazenamento e utilização de hidrogénio 100 % renovável. Iniciado em 2022 este começou por utilizar o hidrogénio produzido pelo eletrolisador de 1MW para permitir a injeção de 30 % de hidrogénio no gás natural para alimentação de uma turbina a gás *Siemens Energy SGT-400*. A evolução do projeto levou a que a 11 de outubro de 2023 este se tornasse o primeiro a alcançar o funcionamento de um equipamento desta natureza recorrendo exclusivamente à combustão de hidrogénio [60]. A turbina em causa é equipada com a tecnologia DLE que já havia sido testada até 26 % de incorporação de hidrogénio em [59][61].

Pela avaliação dos estudos expostos ao longo deste subcapítulo, é possível verificar que a limitação na incorporação de hidrogénio é mais influenciada pelas fragilidades da infraestrutura de transporte de gás do que pela incompatibilidade dos equipamentos terminais com as misturas de gás natural e hidrogénio. Dado isto, o presente trabalho terá como foco obter resultados que compatibilizem as limitações legais, das infraestruturas e dos equipamentos terminais.

3 Caso de Estudo

O presente capítulo encontra-se dividido em 4 secções. A primeira destas diz respeito à descrição do equipamento experimental onde, para além da apresentação da bancada de testes e do seu funcionamento, são apresentadas todas as alterações que se consideraram necessárias para garantir o bom desenvolvimento dos ensaios experimentais. De seguida, no segundo subcapítulo, são descritos os parâmetros dos ensaios realizados e todo o procedimento adotado. No subcapítulo 3.3 são apresentados os resultados obtidos. Por último, o *Caso de Estudo* é terminado com a análise de resultados.

3.1 Equipamento Experimental

A bancada experimental ET 792 equipada com turbina a gás é uma unidade didática alimentada por propano de 4 a 15 bar e que permite estudar o comportamento de um ciclo a gás com arranjo *twin-shaft* ou com propulsão a jato. O equipamento é constituído por 8 subsistemas caracterizados da seguinte forma [62]:

- i. Gerador de gases, constituído por um compressor, uma turbina, a câmara de combustão e a admissão de ar com atenuação de ruído. O gerador é caracterizado por operar numa gama de velocidades entre as 60000 e 120 000 rpm, uma razão de pressões máxima do compressor de 2.2 e um consumo máximo de combustível de 120 g/min;
- ii. Turbina de potência, equipada com um silenciador de escape e conectada ao gerador elétrico através de uma transmissão por correia de 1:11 (em alternativa pode ser instalada a tubeira metálica, própria para a propulsão a jato). Esta turbina apresenta uma gama de velocidades das 10 000 às 40 000 rpm e uma potência mecânica máxima a rondar os 2 kW;
- iii. Sistema de combustível, que consiste numa válvula geral, uma válvula de corte rápido, um regulador de pressão, uma válvula de controlo e um injetor;
- iv. Sistema de ignição, com uma vela de ignição *BOSCH F8LCR* e um transformador de ignição;
- v. Sistema de lubrificação, constituído pelo tanque, o filtro de óleo *BOSCH 0986452928*, um regulador de pressão que garante uma operação entre os 2 e 4 bar, um arrefecedor

de óleo controlado termostaticamente e uma bomba que apresenta uma potência nominal de 550 W e uma capacidade de 4,5 l/min.

- vi. Gerador elétrico com uma eficiência de 74 % e uma potência elétrica máxima de 1,5 kW, com um conversor, resistências de balastro e um indicador de potência;
- vii. Sistema de arranque, onde figuram o ventilador de arranque, com uma potência de 1kW, uma velocidade de 30 000 rpm e uma pressão máxima de 10kPa, e o registo de regulação de caudal de ar;
- viii. Instrumentação e controlo, equipado com pontos de medição de temperatura, caudal, velocidade de rotação e pressão bem como sistema de corte automático com base nas temperaturas, velocidades e pressões limite. A válvula de corte de combustível é ativada sempre que uma das seguintes condições é verificada:
 - a. Temperatura de entrada na turbina do gerador de gases superior a 1100 °C;
 - b. Temperatura de entrada na turbina do gerador de gases inferior a 600 °C;
 - c. Temperatura do óleo de lubrificação superior a 100 °C;
 - d. Pressão do circuito de óleo inferior a 2 bar;
 - e. Velocidade do gerador de gases superior a 130 000 rpm;

Na figura 3.1 é apresentado um esquema de processo do equipamento experimental utilizado.

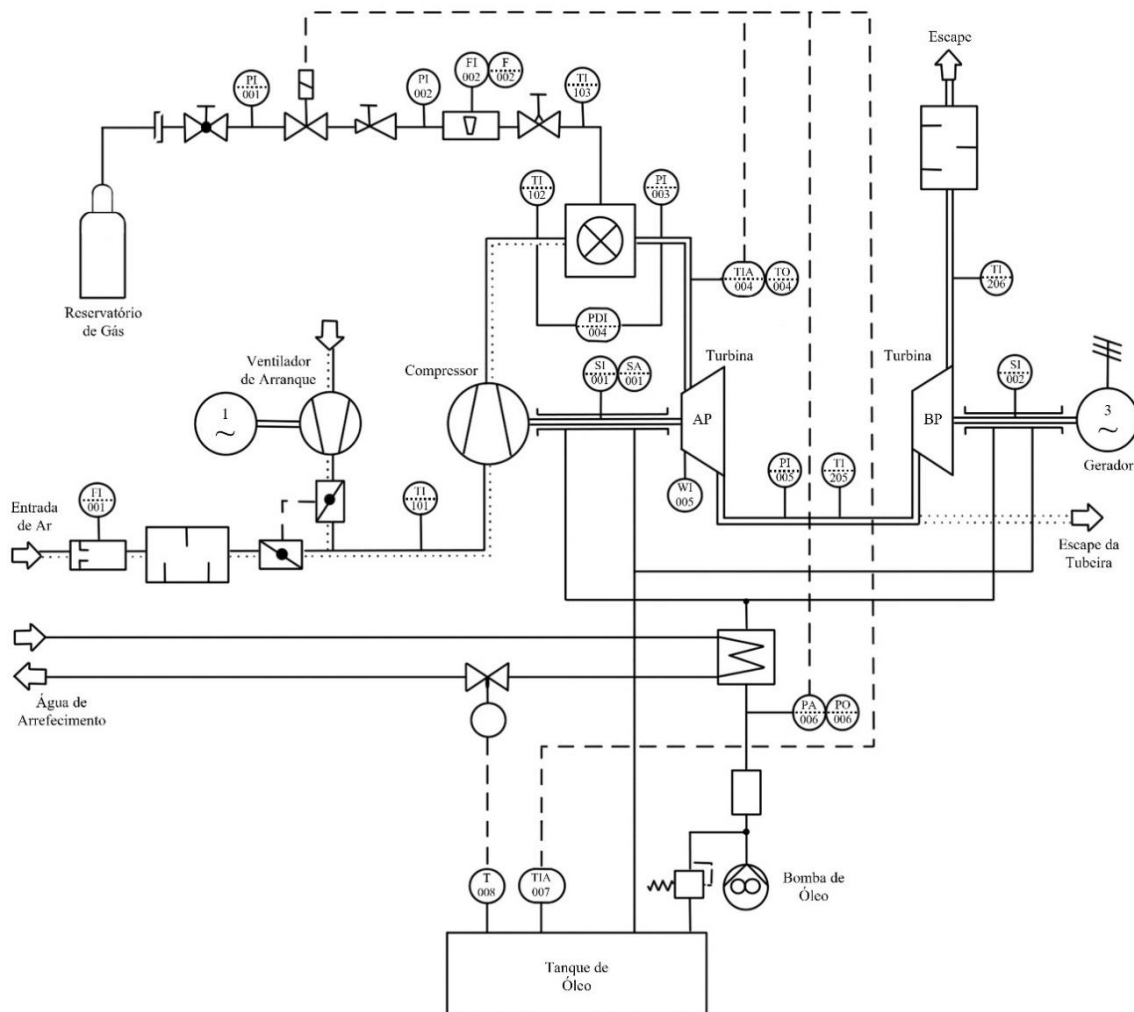


Figura 3.1 - Esquema de processo da bancada experimental ET 792 (ilustração baseada em [62]).

Todos os controlos e informações dos pontos de medição estão implementados num painel frontal (figura 3.2 e figura 3.3) que facilita a operação da turbina. A dita operação, para um ensaio da turbina de potência, descrita com base na numeração atribuída na figura 3.2 pode ser resumida da seguinte forma:

Preparação:

- i. Verificar o nível de óleo;
- ii. Abrir a garrafa de gás verificando que a pressão está compreendida entre os 4 e 15 bar;
- iii. Abrir a válvula de arrefecimento verificando que o caudal se encontra entre os 1 e os 3 l/min;
- iv. Colocar o interruptor principal na posição *On*;
- v. Verificar que todos os painéis informativos estão a funcionar;

Arranque:

- vi. Ajustar o regulador de carga (8) para zero;
- vii. Fechar a válvula reguladora de gás (3);
- viii. Ligar o ventilador (6);
- ix. Mudar a posição do botão rotativo (7) de *Starting air* para *On*. O indicador de pressão do óleo (18) deverá ficar iluminado e a velocidade do gerador a gás (24) deverá aumentar;
- x. Com o regulador de carga (8) aumentar a velocidade da turbina de potência (25) para 5000 a 7000 rpm.
- xi. Após 10 segundos, ativar o botão de ignição (5), aumentando simultaneamente o caudal de gás (17) com a válvula reguladora de gás (3) até ocorrer a ignição – aumento de temperatura de entrada na turbina (21);
- xii. Após a ignição, continuar a premir o botão de ignição (5), até a temperatura de entrada na turbina (21) atingir os 600 °C. Neste instante o botão de ignição (5) pode ser libertado. As lâmpadas indicadoras (19 e 4) iluminam-se caso o botão seja libertado abaixo dos 600 °C. A válvula solenoide de gás fecha e o procedimento deverá ser repetido após 10 segundos;
- xiii. Elevar a velocidade da turbina (24) até 70000 rpm. Aqui deve-se ajustar o caudal de gás por forma a que a temperatura de entrada na turbina (21) não exceda os 1000 °C; A pressão no injetor (12) deve ser 2 bar, caso se justifique deve-se ajustar a válvula reguladora de pressão (2);
- xiv. À velocidade de 70000 rpm, mudar a posição do botão rotativo (7) de *On* para *Off*. A velocidade na turbina tenderá a baixar. Caso a redução de velocidade seja abrupta e a turbina pare, o caudal de gás estava demasiado baixo. Neste caso coloca-se o botão rotativo (7) novamente na posição *On* e acelera-se a turbina até aos 70000 rpm (24) com um ligeiro aumento no caudal de gás. Caso o ventilador seja desligado antes das

70000 rpm a turbina não será sustentável mesmo com caudais de gás elevados, correndo-se o risco de sobreaquecimento;

- xv. Ao regular o caudal de gás, ajustar a velocidade (24) para 80 000 rpm;
- xvi. Desligar o ventilador (6);
- xvii. Com o regulador de carga (8), aumentar a velocidade da turbina de potência (25) até às 30 000 rpm.
- xviii. Aumentar a velocidade do gerador de gases com a válvula reguladora de gás (3) até um máximo de 120 000 rpm.

Paragem:

- xix. Acionar o botão de fecho rápido (4).
- xx. A válvula de solenoide fecha, a combustão estingue-se na respetiva câmara, desacelerando a turbina. Após isso a bomba de óleo permanece a funcionar durante aproximadamente 60 segundos;
- xxi. Desacelerar a turbina de potência com o regulador de carga (8);
- xxii. Para posterior arrefecimento ligar o ventilador (6) e abrir o botão rotativo de ar (7) imediatamente após a paragem. Este procedimento deverá prolongar-se de 2 a 3 minutos;
- xxiii. Fechar a válvula de gás principal (1) e desligar o interruptor principal (9).

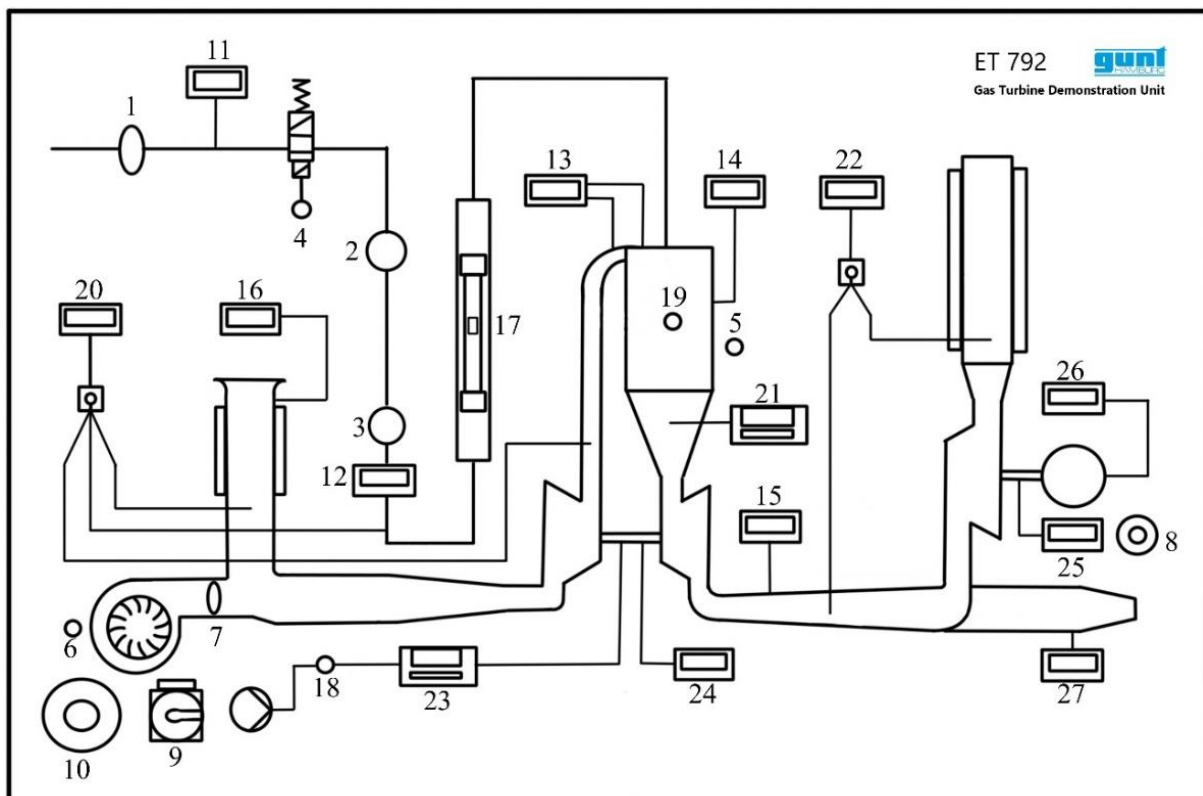


Figura 3.2 - Painel frontal da bancada experimental ET 792 (ilustração baseada em [62]).

Para uma melhor percepção daquilo que é o equipamento a ensaiar estão apresentadas na figura 3.3 e na figura 3.4 fotografias reais do equipamento.

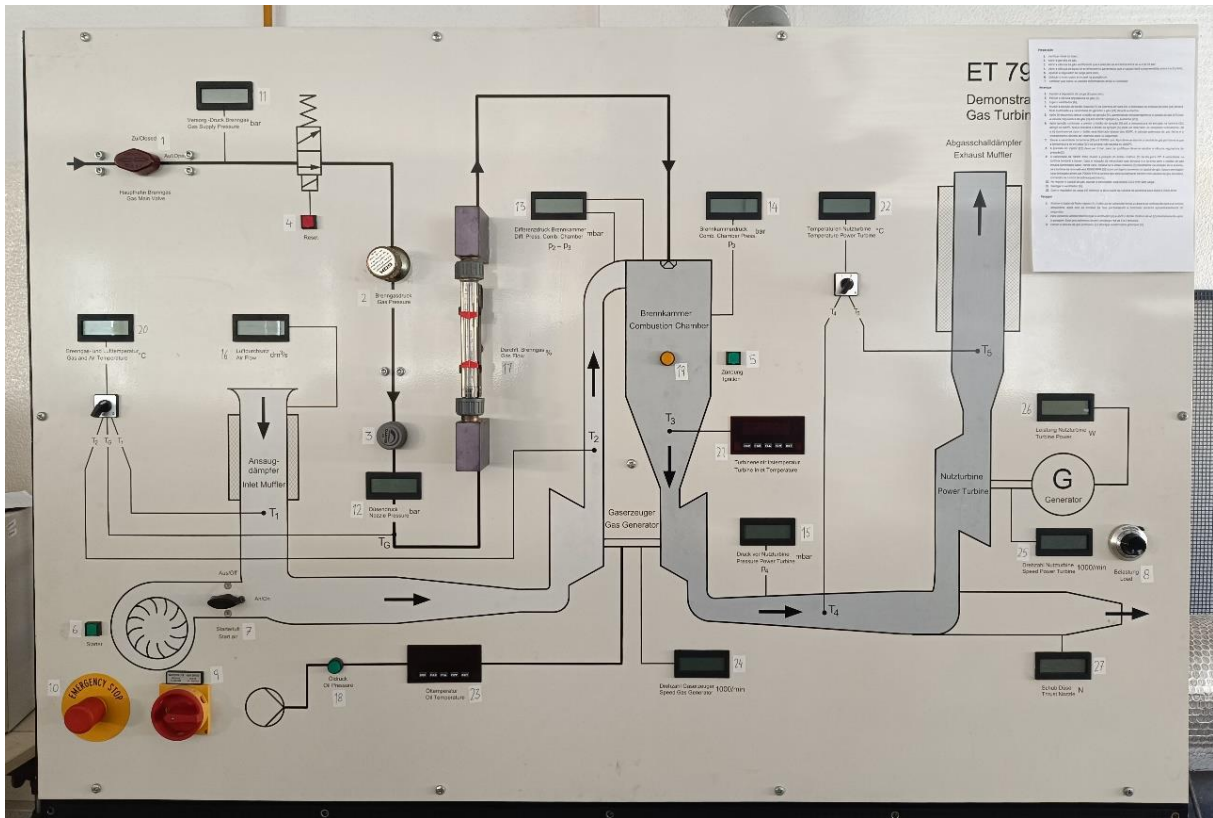


Figura 3.3 - Fotografia do painel frontal da bancada experimental ET 792.



Figura 3.4 - Fotografias da parte posterior da bancada experimental.

Nas fotografias da figura 3.5 são apresentados, isoladamente, os principais constituintes da bancada experimental ensaiada.

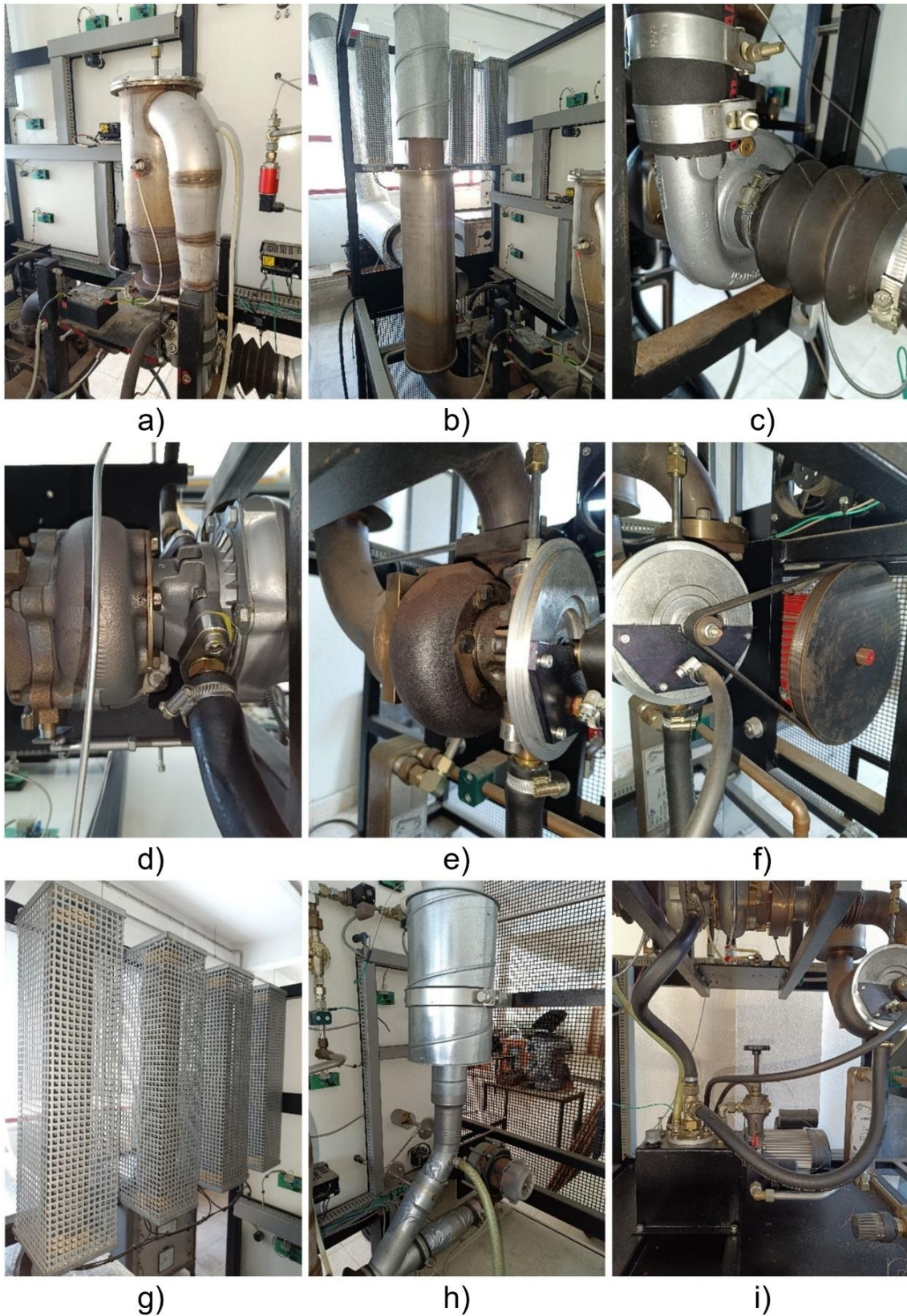


Figura 3.5 – Principais subsistemas da bancada experimental ET792: a) Câmara de combustão; b) Escape da turbina de potência; c) Compressor; d) Turbina do gerador de gases; e) Turbina de potência; f) Transmissão ao alternador; g) Resistências dissipativas; h) Entrada de ar; i) Circuito de óleo.

Para além das ações de manutenção iniciais necessárias para operar a bancada experimental com propano e de onde se destacam a substituição do rotor da turbina do gerador de gases, substituição das juntas e mangueiras do circuito de óleo, substituição da correia de

transmissão ao gerador, afinação das válvulas da entrada de ar e reparação da turbina de potência, foi necessário proceder a diversas alterações que possibilitaram a realização dos ensaios conduzidos com as misturas de gás natural e hidrogénio, e garantiram a segurança durante os mesmos. O primeiro desafio prendeu-se precisamente com a necessidade de existirem misturas de gás natural e hidrogénio que alimentassem a bancada experimental. Inicialmente foi planeada a aquisição de uma garrafa de metano e outra de hidrogénio, sendo a mistura de ambos mediada com recurso a um misturador de gases. O princípio de funcionamento deste misturador permitiria regular infinitamente a percentagem de hidrogénio que era incorporada no gás natural, o que levaria à possibilidade de diversificar os ensaios experimentais no que a esta percentagem diz respeito. Cedo ficou demonstrado que esta possibilidade seria inviável do ponto de vista financeiro, uma vez que o custo de aquisição do misturador de gases excedia, por si só, o orçamento disponível para o projeto. A alternativa passou por adquirir as misturas desejadas num total de 4 garrafas pressurizadas a 150 bar. A primeira caracterizada por um gás combustível em tudo semelhante ao gás natural utilizado em Portugal (92,4 % de Metano, 4,8 % de Etano, 2,1 % de Propano e 0,7 % de Butano) e as restantes com uma mistura destes 4 gases nesta mesma proporção, mas com teores volúmicos de hidrogénio de 5 %, 10 % e 20 %, as botijas podem ser vistas na figura 3.6.



Figura 3.6 – Garrafas de gás natural e misturas de gás natural com hidrogénio.

Com a aquisição das novas garrafas surgiu a necessidade de adquirir um redutor adequado às mesmas, este permitiu uma redução da pressão da garrafa para os 10 bar, pressão admissível pela linha de alimentação do equipamento experimental. Foi ainda obrigatória a aquisição de um adaptador G 3/8 BSPP Macho–1/4 BSPP Macho, que compatibilizou a saída do redutor de pressão com a entrada da linha de gás. Linha esta que também contou com alterações, mais concretamente no que diz respeito às mangueiras de gás que, para além de

se apresentarem visivelmente desgastadas, não estariam preparadas para receber a mistura a uma pressão de 10 bar. A instalação do redutor de gás pode ser vista na figura 3.7.



Figura 3.7 - Instalação do redutor de pressão.

Naquilo que são as alterações implementadas à alimentação de gás, a última diz respeito à medição de caudal de gás que é efetuada por intermédio de um rotâmetro. O rotâmetro original, calibrado para a medição de gás propano nas condições de funcionamento normais da turbina, não seria adequado para obter medições precisas dos caudais das misturas. Neste sentido, foi adquirido um rotâmetro idêntico, mas que, com uma escala percentual, permite a conversão para caudais das 4 misturas utilizadas.



Figura 3.8 - Rotâmetro para medição do caudal das misturas de gás natural com hidrogénio.

Na sua configuração original, a bancada experimental em causa não prevê qualquer dispositivo de medição de emissões. Tendo-se considerado fundamental para a análise de resultados a existência de informações quanto à presença de NO_x nos gases de escape da turbina, parte do troço do escape da mesma foi substituído em prol de uma secção que, contando com um orifício roscado, permitiu a introdução de uma sonda de medição de O_2 e NO_x . Esta instalação é representada na figura 3.9.

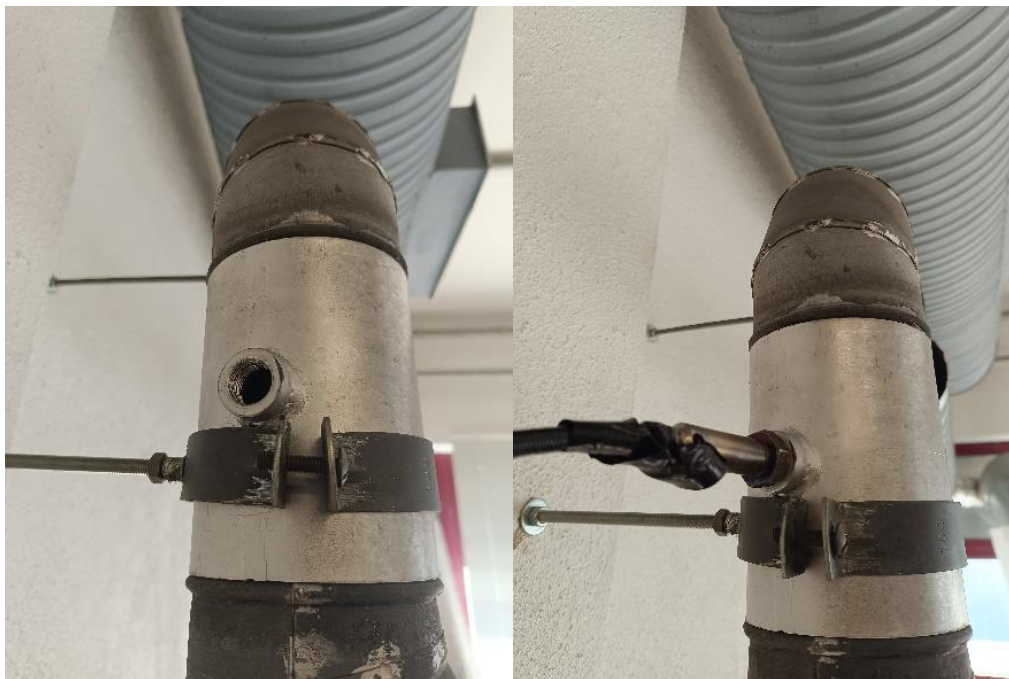


Figura 3.9 - Instalação da sonda de medição de O_2 e NO_x .

De forma a assegurar que as fugas de hidrogénio eram controladas no ambiente do laboratório, garantindo um ambiente seguro no decorrer dos ensaios conduzidos, foi instalado um detetor de hidrogénio com alarme sonoro na parte posterior da bancada experimental, apresentado na figura 3.10.



Figura 3.10 - Detetor de Hidrogénio.

3.2 Procedimento

Tendo em conta o custo e escassez das misturas gasosas utilizadas no presente trabalho, o procedimento experimental foi planeado de forma a rentabilizar ao máximo o uso das mesmas. Pelo cálculo apresentado na equação 3.3, baseado na média de caudais mássicos de propano, medidos nos ensaios realizados na aceitação do equipamento aquando da sua aquisição, e os quais estão reportados no manual, perspetivou-se que, em funcionamento contínuo, cada garrafa permitiria alimentar a turbina numa duração compreendida entre os 61 e 71 minutos. Isto levou a que todo o procedimento fosse treinado e aperfeiçoado recorrendo a propano, muito menos dispendioso e mais abundante nas instalações do laboratório.

Exemplificando com gás natural que, à semelhança das misturas com hidrogénio, é fornecido a 150 bar, determina-se a densidade do mesmo a esta pressão e a uma temperatura de 20 °C (claro está que esta é uma aproximação, uma vez que, para estes valores de pressão, o efeito da compressibilidade já não é desprezável):

$$\rho = \frac{p}{RT} \rightarrow \rho = \frac{150 \cdot 10^5}{0,464 \cdot 10^3 \cdot 293,15} = 110,28 \frac{kg}{m^3} \quad (3.1)$$

Atendendo a que as garrafas têm uma capacidade de 50 litros:

$$massa \text{ de combustível disponível} = 110,28 \cdot 0,05 = 5,51 \text{ kg} \quad (3.2)$$

Feita a média de consumos dos ensaios de aceitação, este foi estimada em 4,88 kg/h. Sendo o poder calorífico inferior do propano 46,4 MJ/kg e o do Gás Natural 48,7 MJ/kg estima-se o consumo de gás natural para uma mesma libertação de energia:

$$\dot{m}_{GN} = \frac{PCI_P}{PCI_{GN}} \cdot \dot{m}_P \rightarrow \dot{m}_{GN} = \frac{46,4}{48,7} \cdot 4,88 = 4,65 \frac{kg}{h} \quad (3.3)$$

Dividindo o valor de massa do combustível pelo caudal, obtém-se uma duração estimada de 71 minutos. Repetindo os cálculos apresentados para as misturas com hidrogénio, obtém-se os tempos de duração, apresentados na tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Duração estimada das massas de combustível adquiridas.

Combustível	Massa de combustível (kg)	Duração estimada (min)
Gás natural	5,51	71
Gás natural + 5 % H ₂	5,26	68
Gás natural + 10 % H ₂	5,03	66
Gás natural + 20 % H ₂	4,54	61

Atendendo à limitação evidenciada pelos cálculos apresentados, os ensaios foram planeados da seguinte forma:

- i. Arranque da turbina conforme descrito no subcapítulo 3.1 Equipamento Experimental;
- ii. Estabilização da velocidade de rotação do gerador de gases nas 80 000 rpm;
- iii. Recolha de dados, como indicado na Figura 3.11, onde foram registados instantes com valores para as variáveis: Caudal de ar; Temperatura de gás; Temperatura de

- entrada no compressor; Temperatura de saída do compressor; Perda de carga na câmara de combustão; Temperatura de entrada na turbina do gerador de gases; Pressão de entrada na turbina do gerador de gases; Temperatura de entrada na turbina de potência; Pressão de entrada na turbina de potência; Temperatura de saída na turbina de potência; Velocidade de rotação do gerador de gases; Potência produzida; Concentração de NO_x ; Concentração de O_2 ; Caudal de combustível e Pressão de injeção;
- iv. Repetição do segundo e terceiro passos para velocidades de 90 000, 100 000, 110 000 e 120 000 rpm. A recolha de dados a esta última velocidade exige que todo o processo de estabilização da velocidade do gerador de gases e recolha de dados seja o mais célere possível, uma vez que a operação da bancada durante longos períodos, com potências elétricas debitadas superiores 1,5 kW, não é recomendada;
 - v. O processo é repetido para uma nova mistura de gás, sendo o equipamento arrefecido entre ensaios.

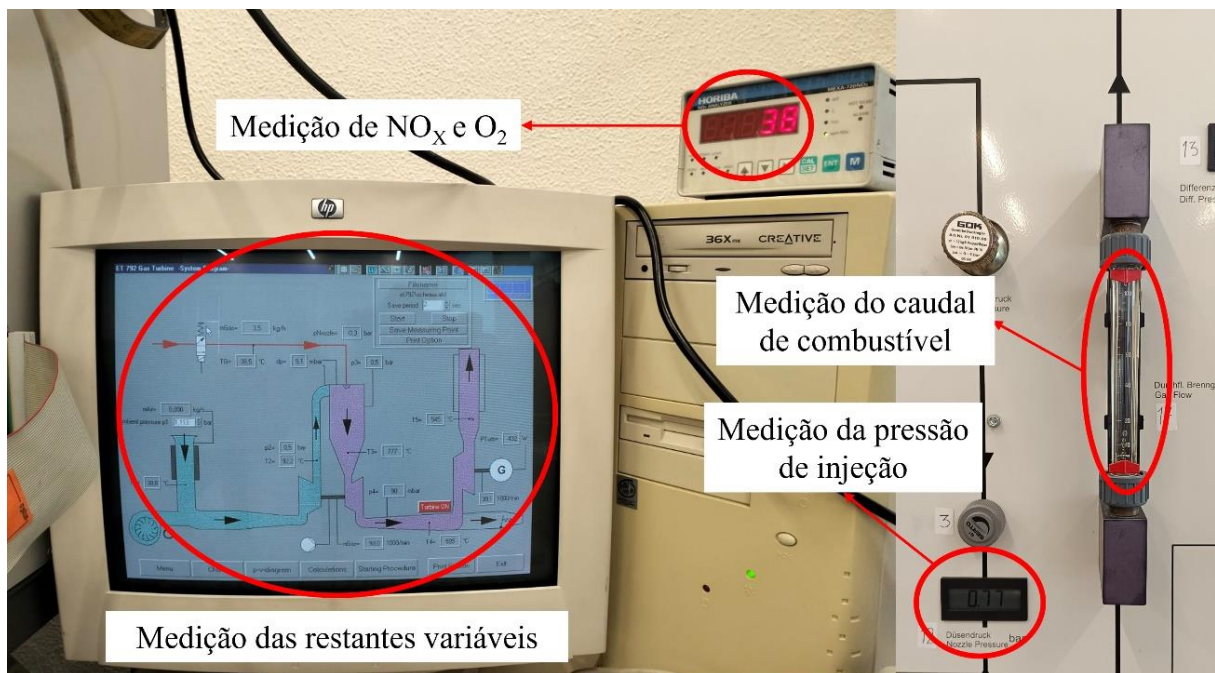


Figura 3.11 - Procedimento de recolha de dados.

Este procedimento assegura que todas as medições necessárias, para um dado combustível, são obtidas em não mais de 20 minutos. Todos os ensaios foram conduzidos com a extração do laboratório ligada e na presença de um extintor.

3.3 Resultados Obtidos

Da aplicação do procedimento experimental descrito, foi possível efetuar um total de 66 recolhas. Estas estão divididas em 22 para propano, 10 para gás natural, 12 para gás natural com 5 % de hidrogénio, igual número para gás natural com 10 % de hidrogénio, e 10 para gás natural com 20 % de hidrogénio. Posteriormente, foi efetuada uma média de todos os ensaios realizados a uma dada velocidade e para uma dada mistura combustível, de forma a obter um valor representativo destas e que será utilizado na análise de resultados. Os resultados experimentais em bruto podem ser consultados no Apêndice I – Resultados Experimentais. Como descrito no procedimento experimental, é tido como objetivo, na recolha de resultados, a estabilização da velocidade de rotação do gerador de gases nas 80 000, 90 000, 100 000, 110 000 e 120 000 rpm. Sendo esta estabilização difícil de alcançar, optou-se por considerar válidos apenas os registos de resultados retirados a velocidades compreendidas entre -1 % a +1 % da velocidade objetivo. Os ensaios inválidos encontram-se sombreados nas tabelas do Apêndice I – Resultados Experimentais.

3.3.1 Propano

Os ensaios com propano (tabela 3.2) decorreram sem qualquer problema, das 22 amostras iniciais apenas 2 delas foram rejeitadas para a análise de resultados, uma vez que apresentavam valores para a velocidade de rotação demasiado afastados do pretendido.

Tabela 3.2 - Valores Médios dos Ensaios Experimentais com Propano.

Propano						
Ensaios	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Pressão Ambiente (bar)	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013
Caudal de Ar (kg/s)	0,076	0,090	0,103	0,117	0,131	0,103
Caudal de combustível (kg/h)	4,25	4,50	5,00	5,50	6,10	5,08
Temperatura do Gás (°C)	32,9	34,1	34,8	35,6	36,6	34,8
Pressão Injeção (bar rel)	1,53	1,65	1,79	1,97	2,17	1,83
Temperatura de Entrada no Compressor (°C)	38,2	39,1	39,4	39,6	40,2	39,3
Temperatura de Saída no Compressor (°C)	81	93	104	119	133	106
Perda de Carga Câmara de Combustão (mbar)	6,5	9,1	9,9	11,7	13,1	10,0
Temperatura de Entrada na Turbina (°C)	795	779	786	801	820	796
Pressão de Entrada na Turbina (bar)	1,41	1,51	1,71	1,81	2,01	1,69
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência (°C)	610	594	591	601	621	603
Pressão de Entrada na Turbina de Potência (mbar)	1082	1104	1132	1165	1194	1135

Temperatura de Saída na Turbina de Potência (°C)	535	541	544	551	559	546
Velocidade de Rotação Gerador de Gases (rpm)	79775	89933	100033	110125	119867	99947
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência (rpm)	30000	30000	30000	30000	30000	30000
Potência Produzida (W)	102	335	648	1024	1530	728
Concentração de Oxigénio (%)	15,46	15,85	15,84	15,82	15,64	15,72
Concentração de NOx (ppm)	48	50	51	51	56	51

3.3.2 Gás Natural

Nos ensaios com gás natural (tabela 3.3) não existiu a necessidade de excluir qualquer um dos registos, uma vez que as velocidades do gerador de gases estiveram sempre compreendidas dentro do intervalo pretendido.

Tabela 3.3 - Valores Médios dos Ensaios Experimentais com Gás Natural.

Gás Natural						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Pressão Ambiente (bar)	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013
Caudal de Ar (kg/s)	0,076	0,091	0,104	0,116	0,131	0,103
Caudal de combustível (kg/h)	3,77	4,21	4,76	5,25	6,12	4,82
Temperatura do Gás (°C)	33,8	34,7	35,4	36,4	37,2	35,5
Pressão Injeção (bar rel)	1,67	1,81	1,98	2,19	2,46	2,03
Temperatura de Entrada no Compressor (°C)	38,9	39,4	39,5	40,8	40,8	39,9
Temperatura de Saída no Compressor (°C)	82	92	104	119	134	106
Perda de Carga Câmara de Combustão (mbar)	7,1	9,5	9,8	12,7	13,1	10,4
Temperatura de Entrada na Turbina (°C)	788	776	783	798	815	792
Pressão de Entrada na Turbina (bar)	1,41	1,51	1,61	1,81	2,01	1,67
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência (°C)	607	590	588	600	620	601
Pressão de Entrada na Turbina de Potência (mbar)	1082	1105	1132	1164	1196	1135
Temperatura de Saída na Turbina de Potência (°C)	543	541	542	550	558	546
Velocidade de Rotação Gerador de Gases (rpm)	80100	90250	100050	109900	120250	100110
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência (rpm)	30000	30000	30000	30000	30000	30000
Potência Produzida (W)	130	391	690	1031	1520	752
Concentração de Oxigénio (%)	15,48	15,76	15,79	15,70	15,54	15,65
Concentração de NOx (ppm)	51	52	54	55	61	55

3.3.3 Gás Natural com 5 % de Hidrogénio

Dos 12 ensaios realizados com a mistura de gás natural com um teor volúmico de 5 % de hidrogénio (tabela 3.4), foram retirados os 2 iniciais. Estes resultaram de uma tentativa de estabilizar a turbina a uma velocidade inferior aos 80 000 rpm, 75000 rpm, neste caso, como tal não foi possível com as restantes misturas, optou-se por excluir a amostra para a fase de análise de resultados.

Tabela 3.4 - Valores Médios dos Ensaios Experimentais com Mistura de Gás Natural com 5 % de Hidrogénio.

Mistura de Gás Natural e 5 % de Hidrogénio						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Pressão Ambiente (bar)	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013
Caudal de Ar (kg/s)	0,077	0,089	0,104	0,117	0,131	0,104
Caudal de combustível (kg/h)	3,67	4,06	4,68	5,32	6,03	4,75
Temperatura do Gás (°C)	37,9	35,2	38,9	39,4	39,8	38,2
Pressão Injeção (bar rel)	1,65	1,78	1,96	2,17	2,45	2,01
Temperatura de Entrada no Compressor (°C)	38,4	38,9	38,9	39,3	40,3	39,2
Temperatura de Saída no Compressor (°C)	82	92	104	118	133	106
Perda de Carga Câmara de Combustão (mbar)	8,1	9,3	10,5	13,1	15,1	11,2
Temperatura de Entrada na Turbina (°C)	791	788	786	800	826	798
Pressão de Entrada na Turbina (bar)	1,41	1,51	1,71	1,81	2,01	1,69
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência (°C)	612	594	592	602	629	606
Pressão de Entrada na Turbina de Potência (mbar)	1083	1104	1130	1161	1197	1135
Temperatura de Saída na Turbina de Potência (°C)	547	536	545	551	567	549
Velocidade de Rotação Gerador de Gases (rpm)	80100	90250	99950	110100	119900	100060
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência (rpm)	30000	30000	30000	30000	30000	30000
Potência Produzida (W)	165	426	754	1131	1520	799
Concentração de Oxigénio (%)	15,47	15,66	15,68	15,63	15,35	15,56
Concentração de NOx (ppm)	40	50	40	40	45	43

3.3.4 Gás Natural com 10 % de Hidrogénio

Ao contrário dos restantes conjuntos de ensaios, os conduzidos com a mistura que continha 10% de hidrogénio incorporado no gás natural (tabela 3.5), contaram com um pequeno percalço. À velocidade de 120 000 rpm, um ruído anormal denunciou uma folga excessiva na transmissão por correia ao gerador elétrico. Esta folga provoca o escorregamento da correia

e, como esperado, uma queda na potência elétrica produzida. Isto levou a que fosse excluída da análise de resultados o registo da potência nos ensaios 9 e 10. Não se considerou necessário anular todo o registo destes 2 ensaios uma vez que a transmissão ao gerador em nada afeta o restante ciclo (a velocidade de rotação da turbina de potência é mantida constante independentemente da potência produzida). Contudo tornou-se necessário repetir o ensaio a 120 000 rpm, de forma a conseguir efetuar a medição da potência produzida. Uma vez que na repetição do ensaio a turbina foi progressivamente, mas imediatamente levada às 120 000 rpm, o equipamento não contou com o pré-aquecimento resultante do registo de resultados às velocidades que deveriam anteceder este ensaio. Por este motivo optou-se por eliminar da análise de resultados os registos de temperatura dos ensaios 11 e 12.

Tabela 3.5 - Valores Médios dos Ensaios Experimentais com Mistura de Gás Natural com 10 % de Hidrogénio.

Mistura de Gás Natural e 10 % de Hidrogénio						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Pressão Ambiente (bar)	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013
Caudal de Ar (kg/s)	0,077	0,089	0,105	0,116	0,131	0,103
Caudal de combustível (kg/h)	3,77	4,15	4,71	5,14	5,97	4,75
Temperatura do Gás (°C)	34,8	35,2	36,1	37,1	40,4	36,7
Pressão Injeção (bar rel)	1,67	1,80	1,97	2,18	2,48	2,02
Temperatura de Entrada no Compressor (°C)	38,2	38,9	39,4	39,9	40,2	39,3
Temperatura de Saída no Compressor (°C)	81	92	105	119	134	106
Perda de Carga Câmara de Combustão (mbar)	7,0	9,3	10,8	12,3	14,4	10,7
Temperatura de Entrada na Turbina (°C)	802	788	789	802	823	801
Pressão de Entrada na Turbina (bar)	1,41	1,51	1,71	1,81	2,04	1,70
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência (°C)	611	594	593	604	620	604
Pressão de Entrada na Turbina de Potência (mbar)	1084	1104	1131	1160	1194	1134
Temperatura de Saída na Turbina de Potência (°C)	532	536	541	542	545	539
Velocidade de Rotação Gerador de Gases (rpm)	80350	90250	99800	109700	120225	100065
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência (rpm)	30000	30000	30000	30000	30000	30000
Potência Produzida (W)	160	426	720	999	1541	769
Concentração de Oxigénio (%)	15,39	15,66	15,76	15,74	15,43	15,60
Concentração de NOx (ppm)	47	50	55	59	66	55

3.3.5 Gás Natural com 20 % de Hidrogénio

Apesar de ser a mistura potencialmente mais crítica, todos os ensaios realizados com a mistura de gás natural com 20 % de hidrogénio (tabela 3.6), decorreram sem qualquer problema e não existiu necessidade de excluir nenhuma das 10 amostras recolhidas, uma vez que a velocidade de estabilização, em nenhum caso, excedeu os limites definidos.

Tabela 3.6 - Valores Médios dos Ensaios Experimentais com Mistura de Gás Natural com 20 % de Hidrogénio.

Mistura de Gás Natural e 20 % de Hidrogénio						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Pressão Ambiente (bar)	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013
Caudal de Ar (kg/s)	0,078	0,092	0,105	0,119	0,134	0,105
Caudal de combustível (kg/h)	3,77	4,10	4,45	5,07	5,69	4,61
Temperatura do Gás (°C)	28,9	30,4	31,7	32,9	33,8	31,5
Pressão Injeção (bar rel)	1,70	1,84	2,00	2,23	2,52	2,06
Temperatura de Entrada no Compressor (°C)	35,6	35,7	36,7	37,3	37,3	36,5
Temperatura de Saída no Compressor (°C)	79	90	103	117	132	104
Perda de Carga Câmara de Combustão (mbar)	5,2	7,9	9,2	11,4	14,1	9,6
Temperatura de Entrada na Turbina (°C)	794	778	779	789	807	789
Pressão de Entrada na Turbina (bar)	1,41	1,56	1,71	1,86	2,01	1,71
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência (°C)	608	590	586	595	620	600
Pressão de Entrada na Turbina de Potência (mbar)	1087	1108	1136	1167	1194	1138
Temperatura de Saída na Turbina de Potência (°C)	538	539	542	547	556	544
Velocidade de Rotação Gerador de Gases (rpm)	80150	89900	100100	110050	119900	100020
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência (rpm)	30000	30000	30000	30000	30000	30000
Potência Produzida (W)	126	375	681	1101	1512	759
Concentração de Oxigénio (%)	15,53	15,86	15,95	15,95	15,76	15,81
Concentração de NOx (ppm)	60	56	56	56	57	57

3.4 Análise de Resultados

Ao longo deste subcapítulo serão comentados os resultados obtidos. É tido como principal objetivo apresentar justificações não só para os valores médios dos ensaios (resultantes da combinação das 5 velocidades ensaiadas), como também para a velocidade máxima, que é o ponto de funcionamento onde existe maior eficiência e onde é registada a potência máxima. De forma a melhorar a fluência do texto, as misturas de Gás Natural, Gás Natural com 5 % de Hidrogénio, Gás Natural com 10 % de Hidrogénio e Gás Natural com 20 % de Hidrogénio são abreviadas para GN, GN5H, GN10H e GN20H, respetivamente.

3.4.1 Temperaturas do Ciclo

Como seria de esperar, não existe nenhuma correlação óbvia naquilo que são as temperaturas de entrada e saída do compressor (figura 3.12 e figura 3.13) com o combustível utilizado. Apenas é verificado que a temperatura de entrada no compressor é significativamente inferior no ensaio realizado com a mistura GN20H, contudo isto decorre apenas do facto de o ensaio ter sido realizado num dia ligeiramente mais frio. Naturalmente, a temperatura de entrada dependerá exclusivamente da temperatura ambiente do laboratório, isto leva a que a variação de combustível não interfira na sua variação.

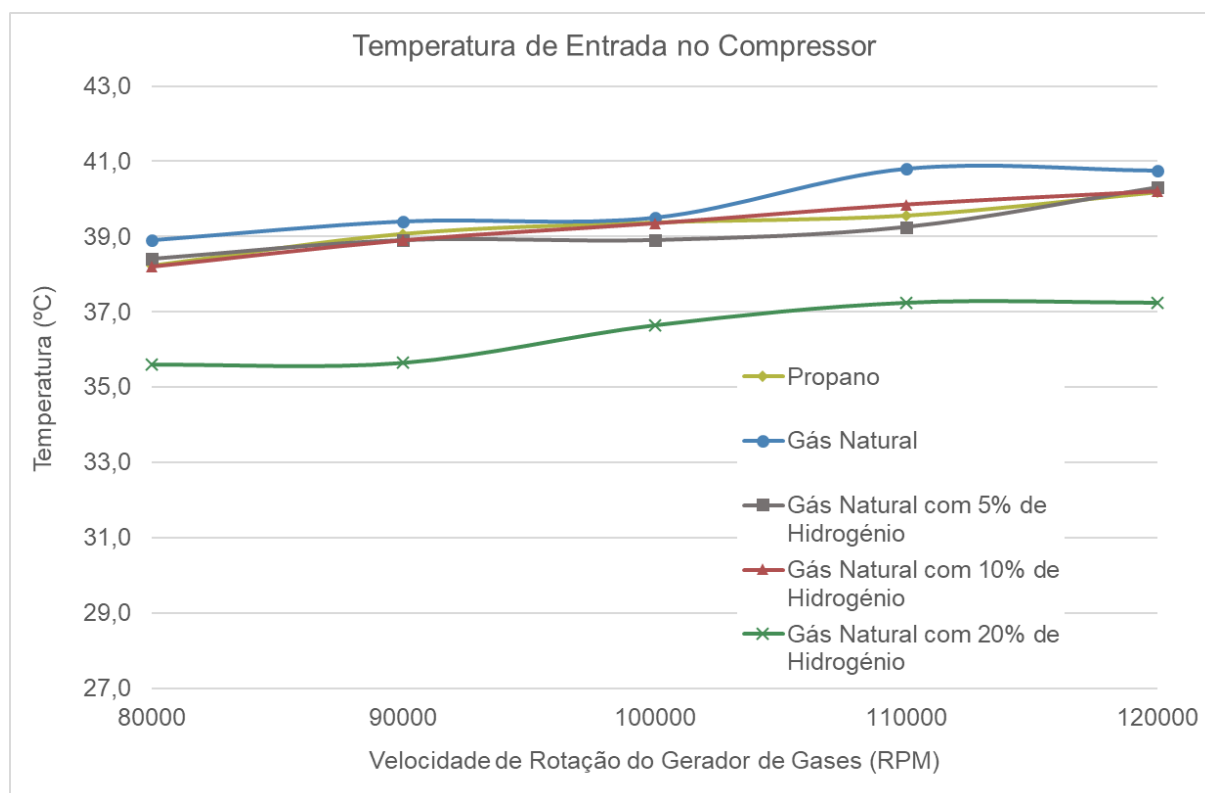


Figura 3.12 - Gráfico da temperatura de entrada no compressor em função da velocidade de rotação do gerador de gases e do gás combustível.

De forma semelhante, a temperatura de saída depende da quantidade de energia que é transmitida ao fluido. Independentemente da mistura combustível utilizada, quando a velocidade de rotação do compressor é mantida constante, é seguro assumir que a

quantidade de energia transmitida ao fluido pelas pás do compressor é idêntica em todos os casos, conduzindo isto a uma mesma temperatura idêntica em todos os ensaios.

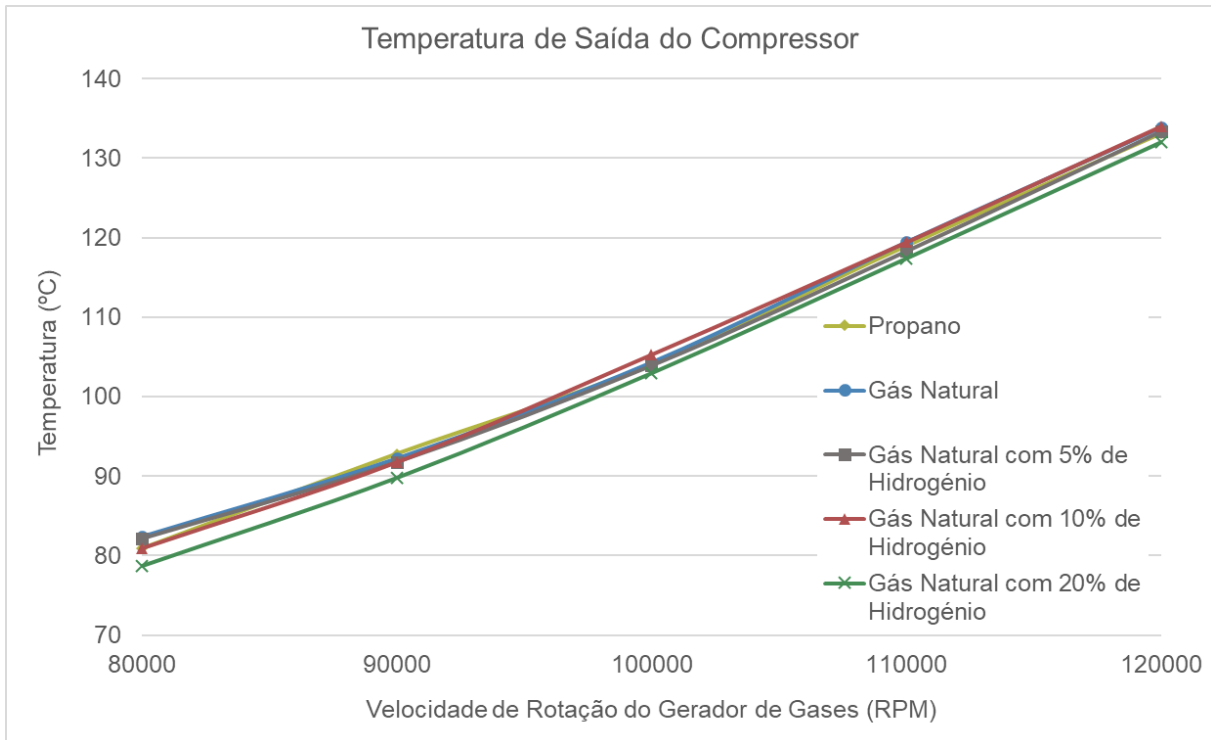


Figura 3.13 - Gráfico da temperatura de saída do compressor em função da velocidade de rotação do gerador de gases e do gás combustível.

A temperatura de entrada na turbina do gerador de gases (figura 3.14) verifica apenas parte daquilo que seria esperado com a incorporação de hidrogénio. É observado que inicialmente a introdução de hidrogénio no gás natural e o aumento da sua concentração no mesmo, tende a promover um aumento de temperatura na câmara de combustão. É verificada uma diminuição de, em média, 0,50 % da temperatura de entrada na turbina do gerador de gases quando se dá a transição de propano para gás natural, o que seria de esperar, pela análise da temperatura adiabática de chama. A introdução de 5 % de hidrogénio e 10 % de hidrogénio levam a um aumento médio da temperatura de 0,75 % e 1,14 %, comparativamente à operação com gás natural. Contudo, em regime de potência máxima a temperatura que resulta da queima da mistura GN5H superioriza-se à da mistura GN10H. Ao contrário daquilo que era esperado, pelo facto de a temperatura adiabática de chama do hidrogénio ser superior à dos restantes combustíveis, a mistura GN20H, tende a apresentar uma temperatura mais baixa neste ponto do ciclo. Comparativamente às misturas com GN10H, GN5H e GN, esta apresenta valores 1,42 %, 1,08 % e 0,30 % inferiores, respetivamente. Tal diferença fica ainda mais evidente nos ensaios realizados a 120 000 rpm, onde estas diferenças sobem para os -0,98 %, -2,30 % e -2,00 %. Possíveis fatores que possam ter levado a estes resultados são discutidos adiante, no tópico 3.4.4. *Combustão*.

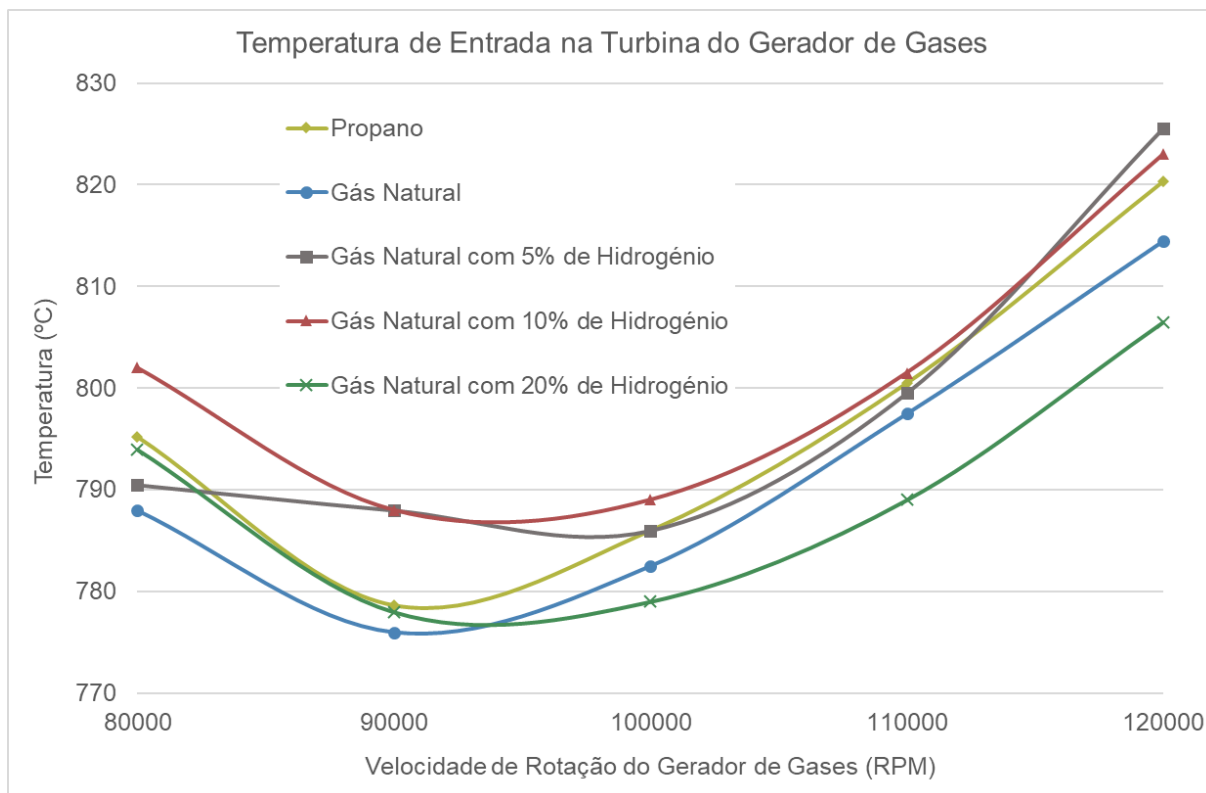


Figura 3.14 - Gráfico da temperatura de entrada na turbina do gerador de gases em função da velocidade de rotação do gerador de gases e do gás combustível.

Ao analisar a evolução da temperatura de entrada na turbina de potência (figura 3.15) é possível perceber que a tendência verificada com as misturas GN, GN5H e GN10H na entrada da turbina do gerador de gases é atenuada. Inclusive, o registo de temperatura para o ensaio com gás natural + 5 % de hidrogénio à velocidade máxima leva a que a temperatura média que caracteriza esta mistura, neste ponto do ciclo, ultrapasse a do gás natural com teor de 10 % de hidrogénio. Comparativamente ao GN, a temperatura de entrada na turbina de potência, é, em média, 0,42 % superior com propano, 0,83 % superior com GN5H, 0,57 % superior com a mistura GN10H e 0,15 % inferior com a mistura GN20H.

Com a análise da temperatura de saída da turbina de potência, é possível afirmar que a tendência verificada após a câmara de combustão e atenuada à entrada desta turbina, é, neste ponto, completamente dissipada. Contrariando os restantes pontos do ciclo, a temperatura mais baixa é registada nos ensaios realizados com a mistura de gás natural com 10 % de hidrogénio o que sugere, que por algum motivo, ocorreu uma melhor expansão do fluido de trabalho ou existe algum fator relacionado com a composição dos gases de escape que leva a este arrefecimento. Comparativamente à mistura GN5H (temperatura mais elevada), esta apresentou uma temperatura em média 1,82 % mais baixa, sendo que na medição a 120 000 rpm esta diferença atinge os 3,88 %.

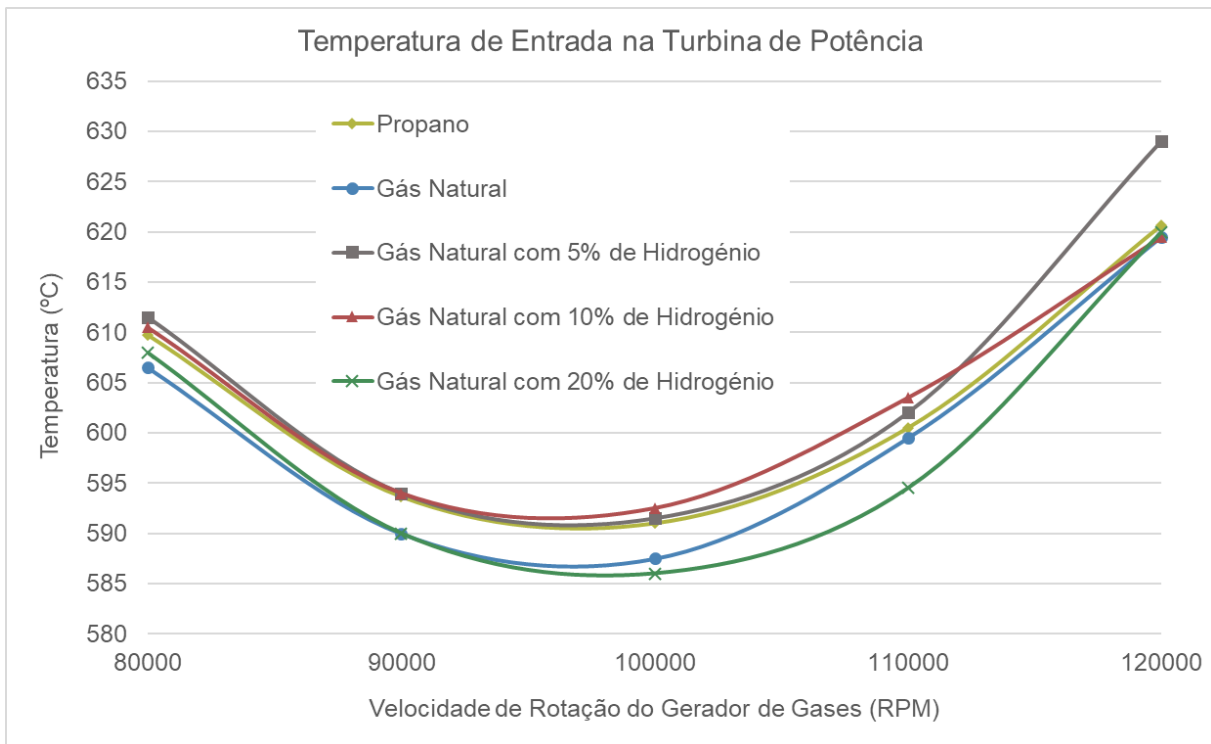


Figura 3.15 - Gráfico da temperatura de entrada na turbina de potência em função da velocidade de rotação do gerador de gases e do gás combustível.

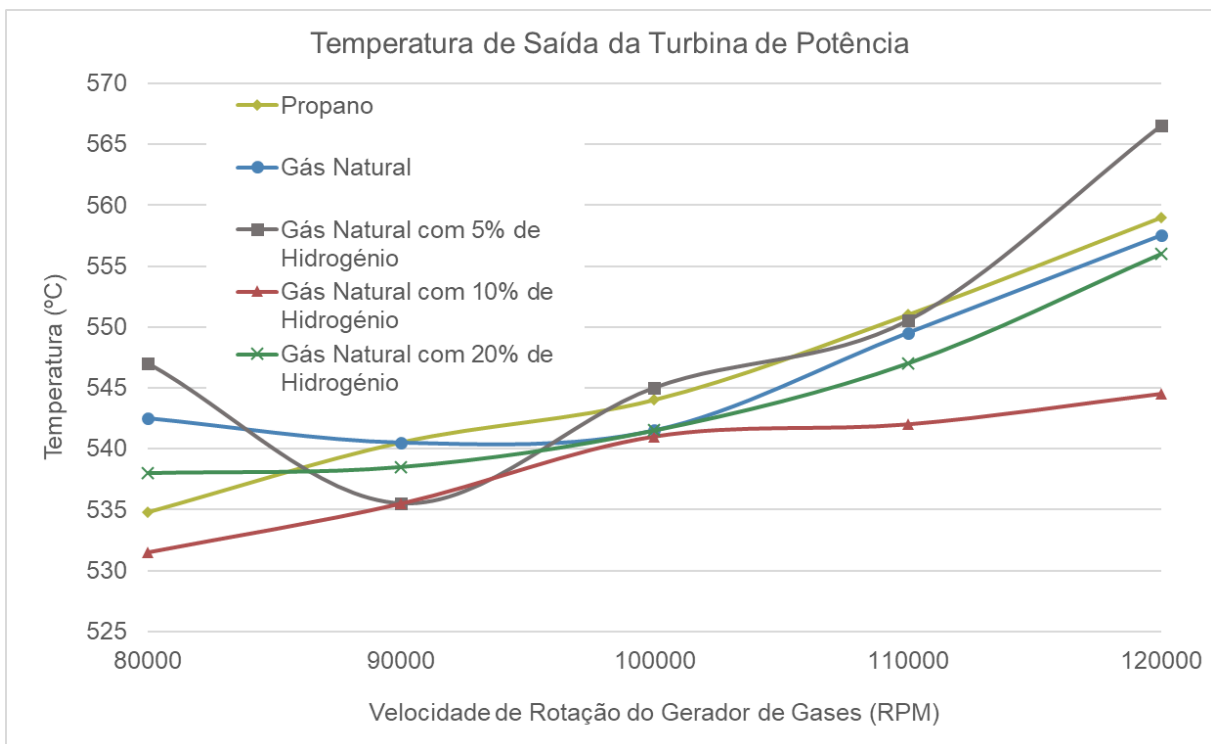


Figura 3.16 - Gráfico da temperatura de saída da turbina de potência em função da velocidade de rotação do gerador de gases e do gás combustível.

De um modo geral é possível verificar que as temperaturas mais elevadas são verificadas com a mistura GN5H e as mais baixas com a de GN20H, desta forma será importante analisar padrões nas variáveis que se seguem na análise de dados para tentar encontrar uma justificação para este comportamento, especialmente no tópico 3.4.4. *Combustão*.

3.4.2 Pressões do Ciclo

A nível das pressões que caracterizam o ciclo, não foram encontradas evidências que sugerissem qualquer influência do combustível utilizado. A pressão de entrada na turbina do gerador de gases é registada numa escala com pouca resolução, sendo o menor intervalo de escala a décima de bar. Desta forma tornou-se impossível tirar conclusões quanto ao efeito do combustível na pressão neste ponto do ciclo.

Quanto à pressão de entrada da turbina de potência (figura 3.17), a resolução da sua medição é a milésima de bar, o que permitiria avaliar com maior exatidão as eventuais diferenças nos combustíveis utilizados. Contudo não foi verificada qualquer tendência nos resultados obtidos. Quase todos os combustíveis apresentam, em média e em relação ao gás natural, desvios inferiores a 0,1 %, sendo o propano inferior em apenas 0,01 %, e as misturas GN5H e GN10H, inferiores em 0,04 % e 0,09 % respetivamente. Apenas a mistura GN20H apresentou uma pressão superior neste ponto, tendo em média, valores 0,23 % superiores.

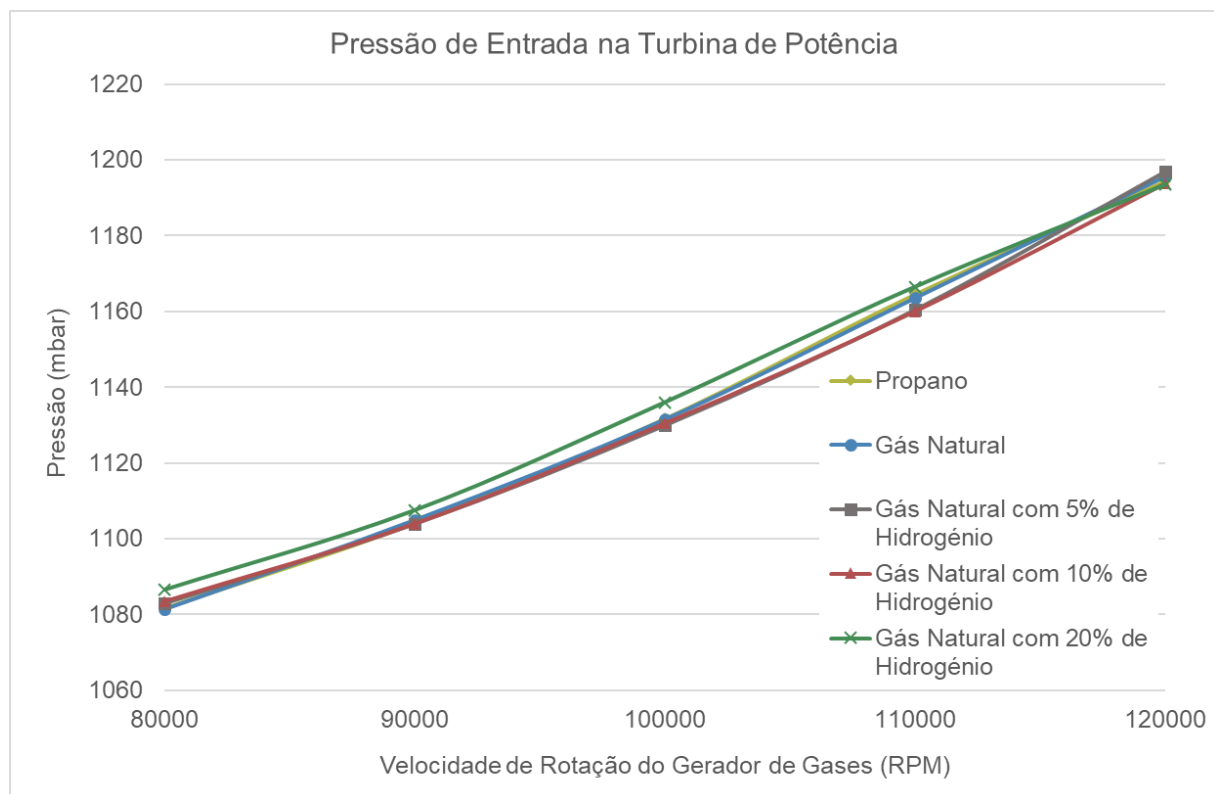


Figura 3.17 - Gráfico da pressão de entrada na turbina de potência em função da velocidade de rotação do gerador de gases e do gás combustível.

Diferenças mais evidentes surgem quando é analisada a perda de carga na câmara de combustão (figura 3.18). Ao analisar esta variável é possível observar que a utilização de qualquer uma das misturas combustíveis, exceto a GN20H, introduz um aumento desta perda de pressão comparativamente ao propano. Isto deve-se, provavelmente, ao facto de a pressão de injeção (parâmetro analisado em 3.4.3) ser bastante superior na utilização de gás natural e respetivas misturas com hidrogénio. Uma vez que o injetor não foi alterado, uma maior pressão de injeção induz uma maior velocidade de entrada do gás na câmara de combustão. Talvez o facto de termos velocidades de injeção mais elevadas provoque o

aumento de turbulência na câmara de combustão que resulta num aumento das perdas de carga. Em relação ao propano, a perda de carga sofre um aumento médio de 3,55 % com a utilização de gás natural, 11,42 % com a mistura GN5H, 6,89 % com a mistura GN10H e diminui 4,91 % com GN20H.

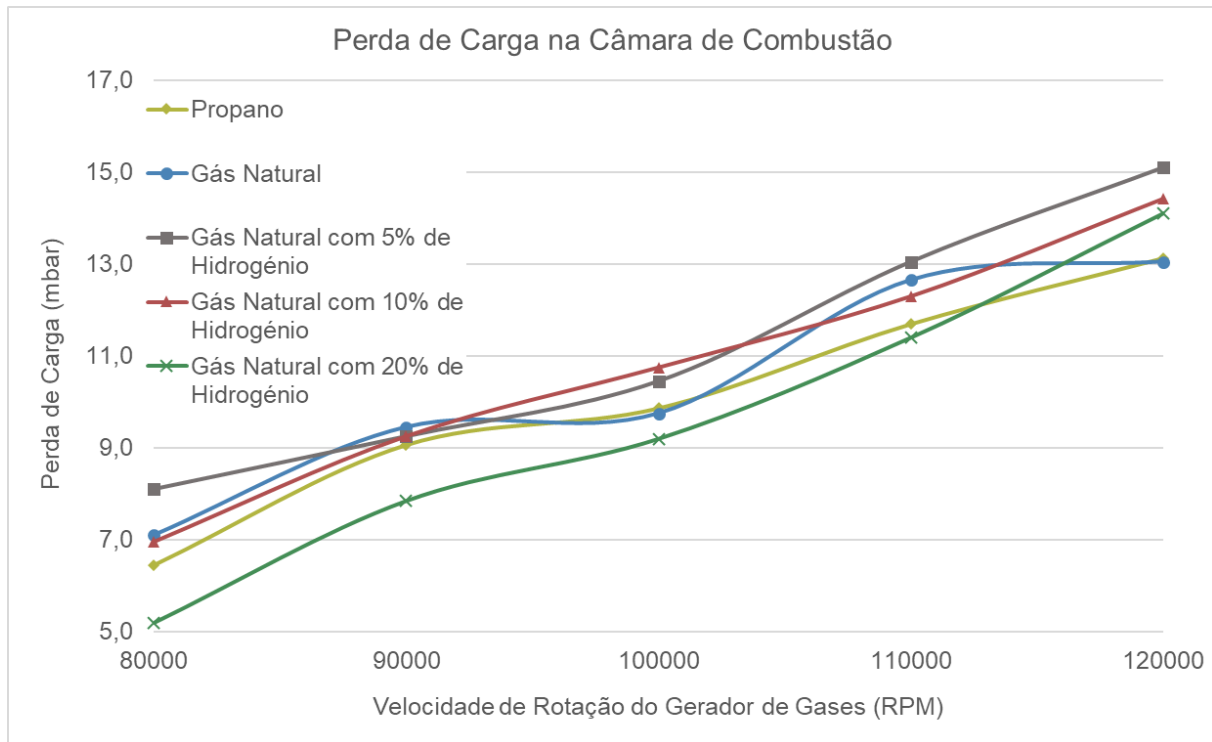


Figura 3.18 - Gráfico da perda de carga na câmara de combustão em função da velocidade de rotação do gerador de gases e do gás combustível.

3.4.3 Pressão de Injeção

A pressão de injeção (figura 3.19) seria, à partida, um dos resultados mais fáceis de prever. Atendendo às alterações realizadas, é de notar que o injetor não sofreu qualquer modificação na transição para gás natural (nem para as misturas do mesmo com hidrogénio). Isto implica que gases combustíveis que apresentem um menor Índice de *Wobbe* necessitem de uma maior pressão na linha de injeção para permitir a mesma quantidade de energia disponível na sua queima (na prática, o que se pretende obter é uma maior velocidade através do orifício do injetor que permita um maior caudal volúmico de gás). Uma vez que o propano apresenta um Índice de *Wobbe* muito superior ao gás natural a previsão apontava para que este apresentasse uma pressão de injeção inferior. Já dentro do gás natural e suas misturas, o Índice de *Wobbe* varia muito pouco, pelo que, no máximo, seria de prever um ligeiro aumento da pressão de injeção com a introdução de hidrogénio. Enquanto a diferença esperada para o propano foi evidenciada com a análise dos resultados experimentais, a diferença naquilo que toca à incorporação de hidrogénio no gás natural não foi tão clara. Ao passo que a maior pressão de injeção média foi, efetivamente, registada para a mistura GN20H (2,06 bar), não existiu uma diferença significativa entre as misturas GN, GN5H e GN10H, sendo que dessas o gás natural acaba por ser o que apresenta a pressão de injeção média mais elevada (2,03 bar). Atendendo às medições à velocidade máxima, é verificada uma melhor aproximação dos

resultados experimentais face àquilo que seria esperado. O propano apresenta uma pressão de injeção de 2,17 bar, o gás natural 2,46 bar, a mistura GN5H 2,45 bar, a mistura GN10H 2,48 bar e a mistura com 20 % de hidrogénio 2,52 bar.

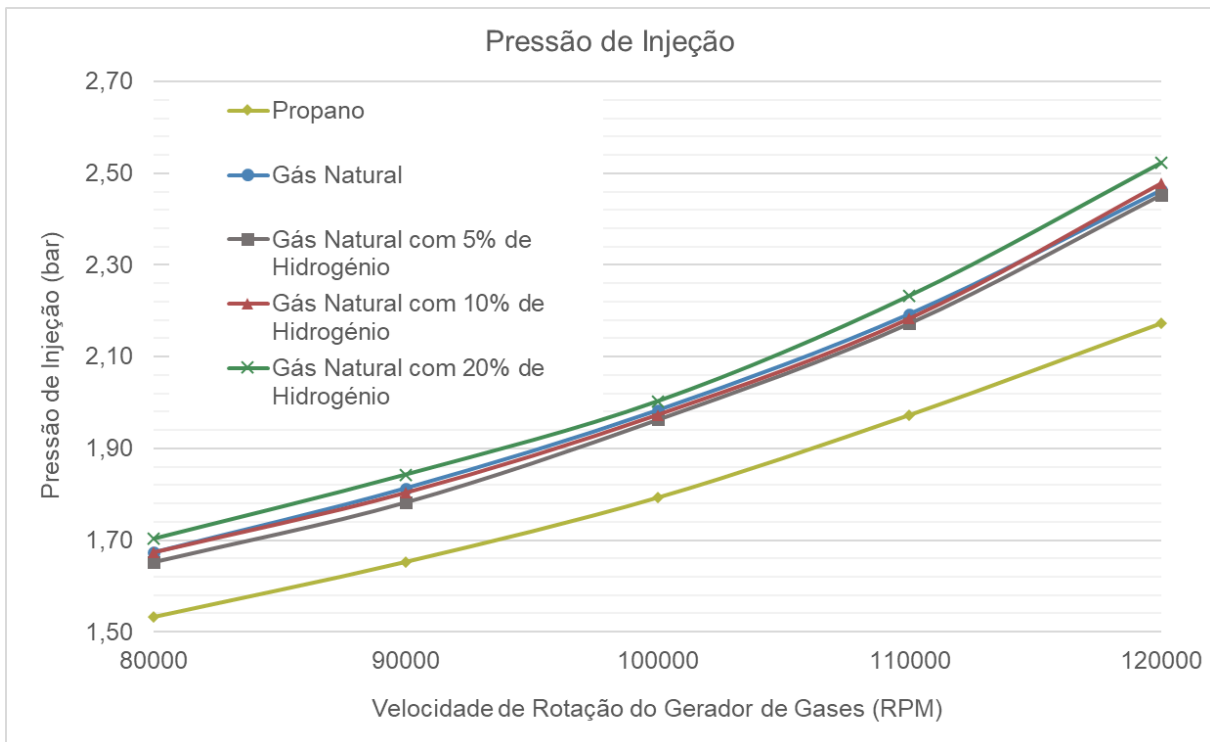


Figura 3.19 - Gráfico da pressão de injeção em função da velocidade de rotação do gerador de gases e do gás combustível.

3.4.4 Combustão

Atendendo às medições de caudal de combustível e de ar efetuadas, é possível iniciar a análise da combustão pela razão ar/combustível. Atendendo à equação 2.27, presente no tópico 2.3.1. *Generalidades, Estequiometria e Razões Ar/Combustível*, pode-se determinar, a título de exemplo, a razão ar/combustível para o ensaio a 80 000 rpm, com gás natural:

$$AFR = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{comb}} = \frac{0,076}{3,77/3600} = 72,5 \quad (3.4)$$

Outra medida de avaliação da combustão facilmente deduzida, decorre da aplicação da equação 2.28, que permite estimar o coeficiente de excesso de ar. Retirando a razão ar/combustível estequiométrica presente na tabela 2.1, é possível aplicar a expressão ao ensaio a 80 000 rpm com gás natural:

$$\lambda = \frac{AFR}{AFR_{est}} = \frac{72,5}{17,2} = 4,22 \quad (3.5)$$

Expandindo este raciocínio a todos os ensaios é possível construir a tabela 3.7.

Tabela 3.7 - Razões Ar/Combustível e Coeficientes de Excesso de Ar.

Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média	
Propano	Caudal de ar (kg/s)	0,076	0,090	0,103	0,117	0,131	0,103
	Caudal de combustível (kg/h)	4,25	4,50	5,00	5,55	6,10	5,08
	Razão Ar/Combustível	64,4	71,6	74,4	75,6	77,3	72,7
	Razão Ar/Combustível Estequiométrica	15,8					
	Coeficiente de Excesso de Ar	4,07	4,53	4,71	4,78	4,89	4,60
GN	Caudal de ar (kg/s)	0,076	0,091	0,104	0,116	0,131	0,103
	Caudal de combustível (kg/h)	3,77	4,21	4,76	5,25	6,12	4,82
	Razão Ar/Combustível	72,5	77,3	78,6	79,5	76,8	76,9
	Razão Ar/Combustível Estequiométrica	17,2					
	Coeficiente de Excesso de Ar	4,22	4,49	4,57	4,62	4,46	4,47
GN5H	Caudal de ar (kg/s)	0,077	0,089	0,104	0,117	0,131	0,104
	Caudal de combustível (kg/h)	3,67	4,06	4,68	5,32	6,03	4,75
	Razão Ar/Combustível	75,1	78,8	80,0	79,1	78,2	78,3
	Razão Ar/Combustível Estequiométrica	17,3					
	Coeficiente de Excesso de Ar	4,34	4,56	4,62	4,57	4,52	4,52
GN10H	Caudal de ar (kg/s)	0,077	0,089	0,105	0,116	0,131	0,103
	Caudal de combustível (kg/h)	3,77	4,15	4,71	5,14	5,97	4,75
	Razão Ar/Combustível	73,6	77,3	79,9	80,8	79,0	78,1
	Razão Ar/Combustível Estequiométrica	17,4					
	Coeficiente de Excesso de Ar	4,23	4,44	4,59	4,65	4,54	4,49
GN20H	Caudal de ar (kg/s)	0,078	0,092	0,105	0,119	0,134	0,105
	Caudal de combustível (kg/h)	3,77	4,10	4,45	5,07	5,69	4,61
	Razão Ar/Combustível	74,0	80,4	84,6	84,2	84,5	81,5
	Razão Ar/Combustível Estequiométrica	17,7					
	Coeficiente de Excesso de Ar	4,18	4,54	4,78	4,76	4,78	4,61

É possível perceber que nem sempre a razão ar/combustível real (figura 3.20) segue a tendência da razão ar/combustível estequiométrica, mais concretamente nos ensaios das misturas GN5H e GN10H, onde, em valores médios esta segunda apresenta razões ar/combustível 0,14 % inferiores. Contudo esta diferença não é significativa, especialmente atendendo ao facto de que a razão ar combustível estequiométrica é apenas 0,58 % superior.

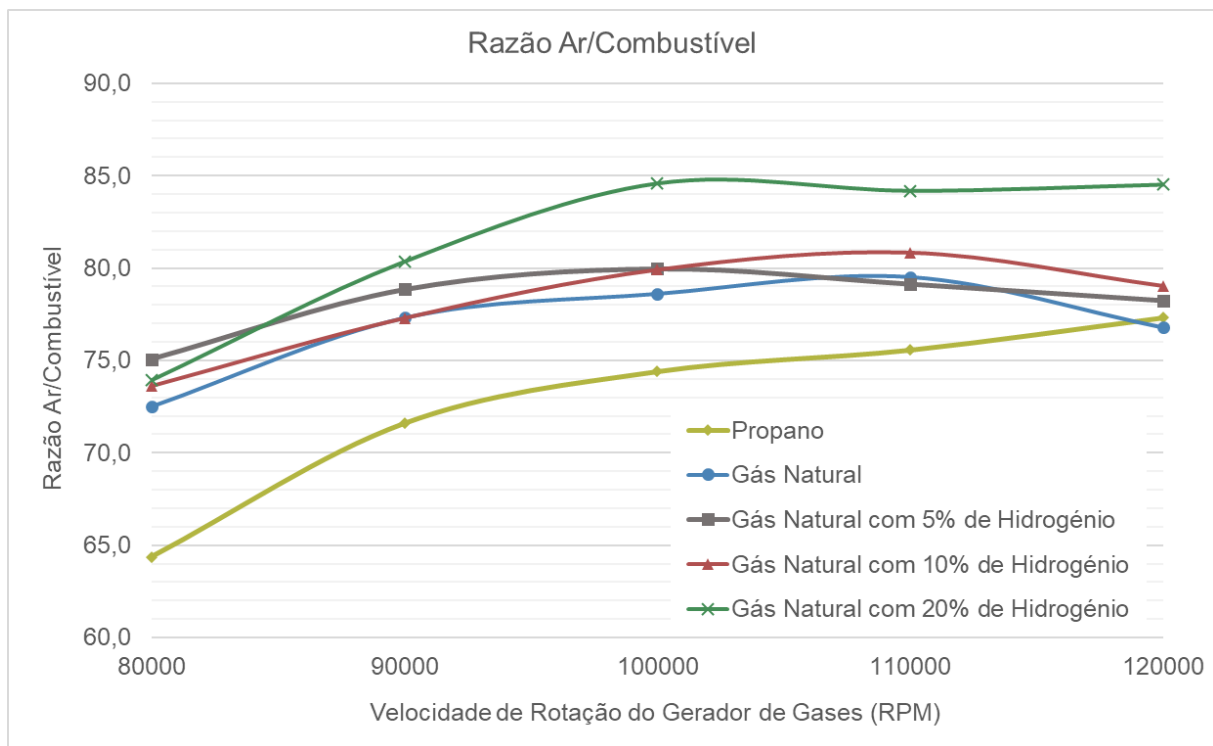


Figura 3.20 - Gráfico da razão ar/combustível em função da velocidade de rotação do gerador de gases e do gás combustível.

Uma análise mais relevante surge da avaliação do coeficiente de excesso de ar (figura 3.21). Aqui é possível observar que a mistura GN20H apresenta um excesso de ar superior a todas as restantes. Comparada com o propano, GN, GN5H e GN10H esta é, em média, superior em 0,17 %, 2,95 %, 2,31 % e 2,56 %, respetivamente. Nos ensaios à carga máxima a mistura GN20H apresenta um coeficiente de excesso de ar inferior ao propano, em cerca de 2,41 %. Contudo a diferença em relação às restantes misturas é mais acentuada, superiorizando-se em 6,97 %, 5,58 % e 5,12 %, às misturas GN, GN5H e GN10H, respetivamente. Nesta análise poderá residir a justificação para o facto da mistura GN20H apresentar temperaturas ao longo do ciclo (e em maior destaque, no ponto imediatamente a seguir à combustão) geralmente inferiores às restantes. Apesar de queimar, teoricamente, a uma temperatura mais elevada, o elevado excesso de ar irá criar um efeito de arrefecimento que se superioriza ao efeito da temperatura de chama.

Relacionada com o excesso de ar está a concentração de O_2 no escape da turbina (figura 3.22), cuja medição foi possibilitada pela sonda adicionada ao aparato experimental. Como seria de esperar, existe uma concentração de O_2 superior nos ensaios realizados com a mistura GN20H. Uma característica comum e interessante em todas as misturas combustíveis é o facto de nas medições intermédias, i.e. 90 000, 100 000 e 110 000 rpm as concentrações de oxigénio serem superiores às dos ensaios realizados a 80 000 e 120 000rpm, formando uma curva com a forma de banheira invertida, como apresentado na figura 3.22. Analisando o gráfico da temperatura de entrada na turbina do gerador de gases (figura 3.14) é possível verificar que as curvas de temperatura apresentam o formato oposto, isto indicia que a combustão tende a ocorrer com melhor eficiência nos ensaios a menor e maior velocidade.

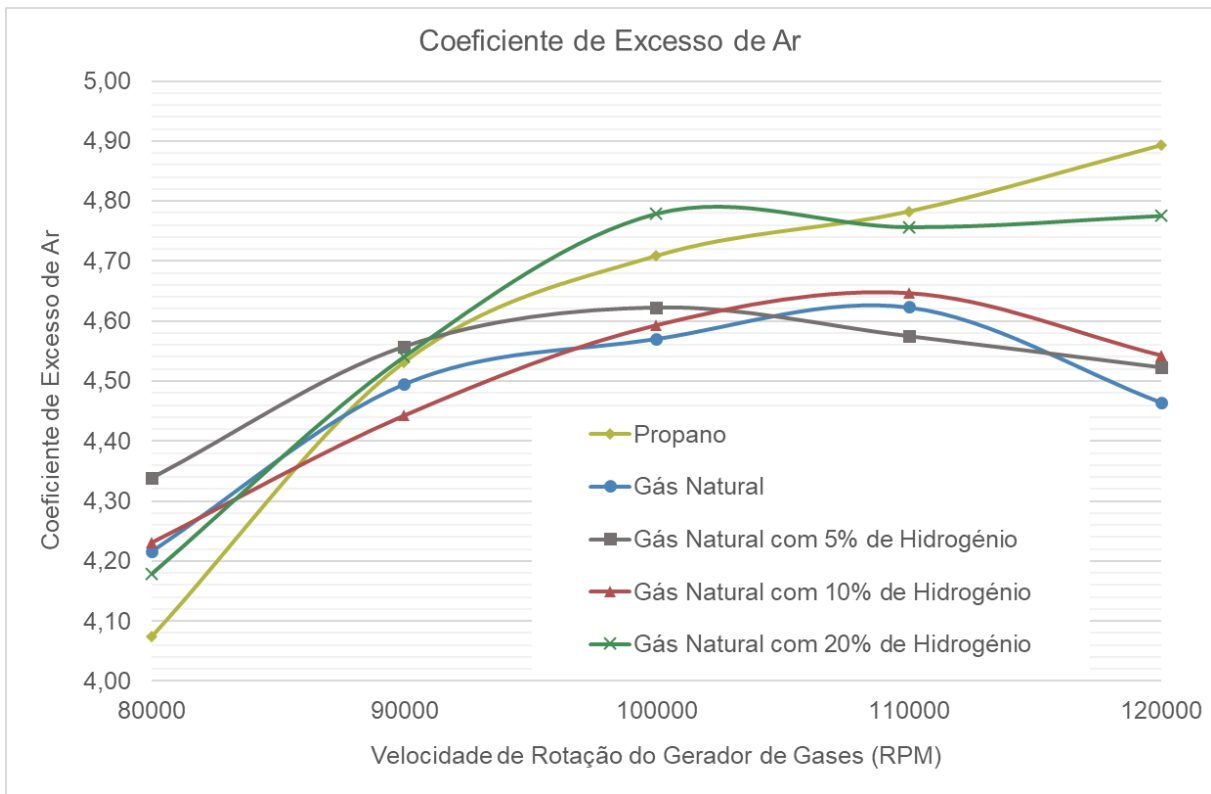


Figura 3.21 - Gráfico do coeficiente de excesso de ar em função da velocidade de rotação do gerador de gases e do gás combustível.

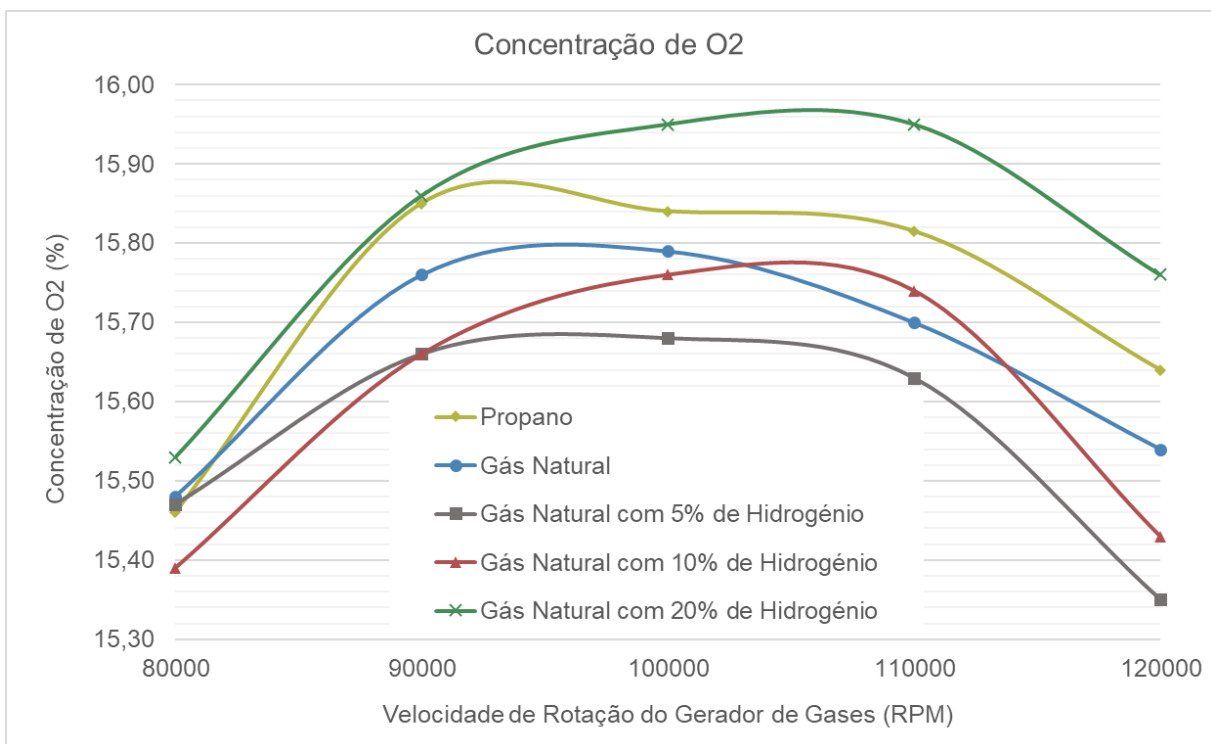


Figura 3.22 - Gráfico da concentração de O₂ em função da velocidade de rotação do gerador de gases e do gás combustível.

Com a sonda instalada foi também possível realizar medições das emissões de NO_x (figura 3.23). Atendendo às condições ideais para a formação de óxidos de azoto (apresentadas na página 23) é seguro dizer, com base nos coeficientes de excesso de ar obtidos, que esta não será uma das condições que conduzirá ao aumento da produção deste poluente. A combustão

dá-se num regime extremamente pobre, com coeficientes de excesso de ar compreendidos entre 4 e 5, largamente afastados do intervalo 1,1 a 1,3, ideal para a formação de NO_x . Neste sentido seria de esperar que as misturas caracterizadas por maiores temperaturas à saída da câmara de combustão apresentassem maiores emissões de óxidos de azoto. Surpreendentemente, tal não foi verificado. Analisando as emissões de NO_x , existe particular destaque positivo para a mistura GN5H. Apesar de apresentar a temperatura mais alta à saída da câmara de combustão no ensaio a 120 000 rpm (e a segunda mais alta em termos médios de todos os ensaios) as emissões médias apresentadas são inferiores a qualquer outro combustível. Relativamente ao propano, ao GN, e às misturas GN10H e GN20H, a mistura GN5H apresenta emissões de NO_x 16,02 %, 21,25 %, 22,38 % e 24,56 % inferiores, respetivamente. No ensaio a potência máxima estas diferenças passam para 19,64 %, 26,23 %, 31,82 % e 21,05 %. Neste ensaio o máximo de emissões deste poluente é atingido pela mistura GN10H, com 66 ppm. É ainda importante referir que, em termos médios, a mistura GN20H é a que apresenta maiores concentrações de óxidos de azoto, com uma média de 57 ppm. Uma vez que esta opera com o maior excesso de ar e que regista as temperaturas mais baixas, este seria um resultado algo inesperado.

Uma possível explicação reside no facto de que o efeito de arrefecimento do gás de escape, por parte do ar em excesso e da água presente em maior quantidade (o caudal de H_2O , superior em 1,68 % comparativamente à mistura GN10H e 3,78 % superior relativamente ao GN, foi estimado de forma semelhante à exemplificada adiante para as emissões de CO_2), faz-se sentir ainda antes do ponto de medição de temperatura à entrada da turbina do gerador de gases, contudo, a montante, a temperatura atingida na câmara de combustão foi de tal ordem superior que levou ao aumento das reações de formação deste poluente. A suportar esta hipótese surge o caso da mistura GN10H. Esta apresenta a temperatura média mais elevada à saída da câmara de combustão (uma vez que não conta com níveis tão elevados de excesso de ar, esta medição estará mais próxima da que seria registada no interior da câmara de combustão) e conta com a segunda maior concentração de óxidos de azoto nos gases de escape. Excluindo a mistura GN5H, todas as restantes cumprem a tendência que seria esperada com base na sua composição, encontrando-se ordenadas de acordo com a temperatura adiabática de chama.

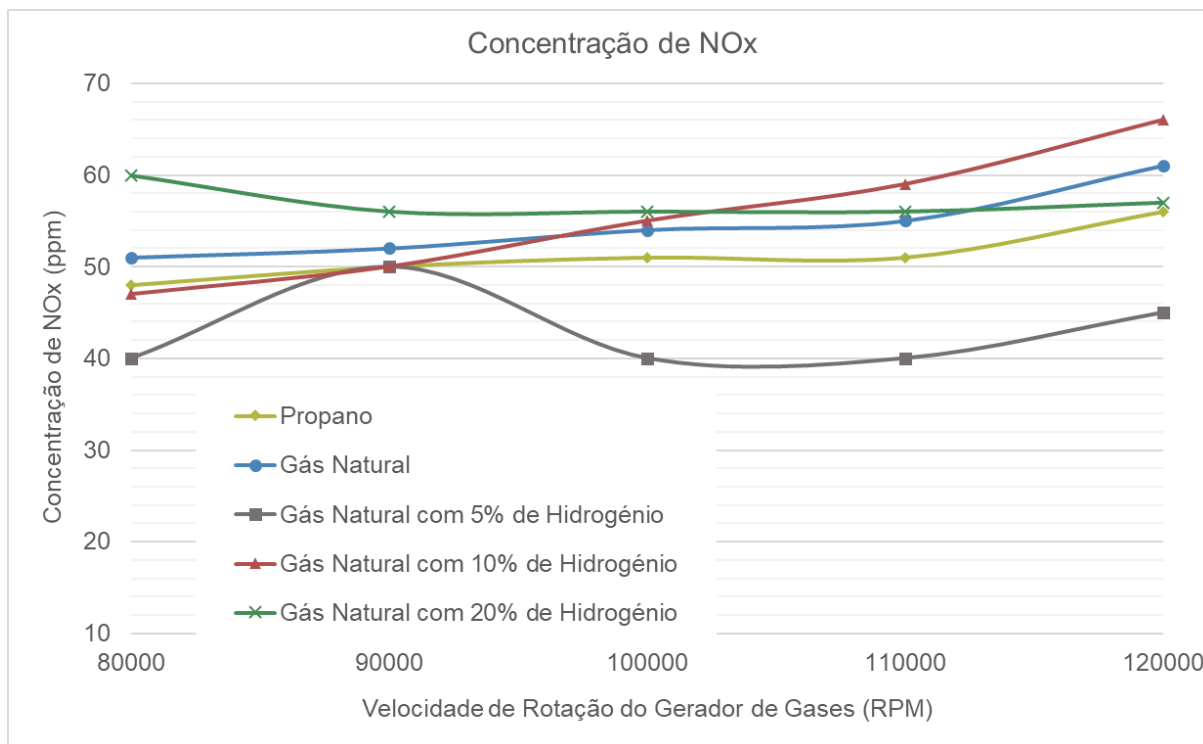
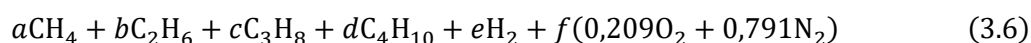


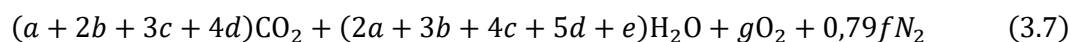
Figura 3.23 - Gráfico da concentração de NO_x em função da velocidade de rotação do gerador de gases e do gás combustível

De forma indireta foi possível estimar as emissões de CO₂. O procedimento que conduz a esta estimativa considera que a combustão é completa (cenário que não estará muito afastado da realidade, tendo em conta os níveis de excesso de ar) e que as concentrações de monóxido de carbono e óxidos de azoto são desprezáveis. Com base nisto, a equação que caracteriza a combustão pobre de uma mistura de gás natural com hidrogénio será dada por:

Reagentes:



Produtos:



A concentração de O₂ poderia aparecer, nos produtos, em função dos coeficientes *f*, *a*, *b*, *c*, *d* e *e*, no entanto, esta é medida diretamente com o analisador de gases e desta forma optou-se por aplicar este valor, traduzido na equação pelo coeficiente *g*.

O procedimento para apurar o caudal mássico de dióxido de carbono emitido será exemplificado para a mistura GN5H no ensaio a 80 000 rpm.

Tendo em conta a composição da mistura combustível apresentada na tabela 2.1 da página 22, tem-se que esta é formada por 87,8 % de metano, 4,6 % de etano, 2,1 % de propano, 0,6 % de butano e 5 % de hidrogénio. Sabe-se também que a composição do ar é 20,9 % oxigénio e 79,1 % azoto. Uma vez que os caudais medidos são em termos de massa, é necessário apurar a fração mássica de cada um destes componentes. É conhecido que a relação entre fração mássica e fração molar é obtida através da massa molar de acordo com a equação 2.59. Com as massas molares do metano (16,043 g/mol), do etano (30,069 g/mol), do propano

(44,097 g/mol), do butano (58,122 g/mol), do hidrogénio (2,016 g/mol), do oxigénio (31,999 g/mol) e do azoto (28,013 g/mol), calcula-se a fração mássica de cada constituinte do combustível e do ar. Exemplificando para o metano da mistura combustível e para o oxigénio no ar:

Metano:

$$\theta_{CH_4} = \frac{y_{CH_4} M_{CH_4}}{\sum_{j=1}^m y_j M_j} = \frac{0,878 \times 16,043}{0,878 \times 16,043 + 0,046 \times 30,069 + 0,021 \times 44,097 + 0,006 \times 58,122 + 0,05 \times 2,016} = 0,838 \quad (3.8)$$

Oxigénio:

$$\theta_{O_2} = \frac{y_{O_2} M_{O_2}}{\sum_{j=1}^m y_j M_j} = \frac{0,209 \times 31,999}{0,209 \times 31,999 + 0,791 \times 28,013} = 0,232 \quad (3.9)$$

Aplicando o mesmo raciocínio aos restantes casos obtém-se uma constituição, em termos de massa, de 83,8 % de metano, 8,2 % de etano, 5,3 % de propano, 2,1 % de butano e 0,6 % de hidrogénio para o combustível e 23,2 % de oxigénio e 76,8 % de azoto para o ar.

Multiplicando estas frações pelos caudais de combustível e ar, obtém-se o caudal mássico de cada reagente. Exemplificando para o metano e oxigénio:

Metano:

$$\dot{m}_{CH_4} = \theta_{CH_4} \cdot \dot{m}_{comb} = 0,878 \times 0,00102 = 8,54 \times 10^{-4} \text{ kg/s} \quad (3.10)$$

Oxigénio:

$$\dot{m}_{O_2} = \theta_{O_2} \cdot \dot{m}_{ar} = 0,232 \times 0,07650 = 0,0177 \text{ kg/s} \quad (3.11)$$

Com este método, determinaram-se caudais de $8,54 \times 10^{-4}$ kg/s para o metano, $8,39 \times 10^{-5}$ kg/s para o etano, $5,35 \times 10^{-5}$ kg/s para o propano, $2,12 \times 10^{-5}$ kg/s para o butano, $6,12 \times 10^{-6}$ kg/s para o hidrogénio, 0,018 kg/s para o oxigénio e 0,058 kg/s para o azoto.

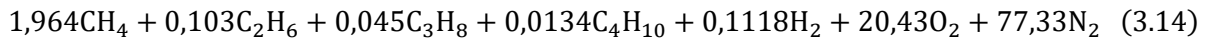
Com base no caudal mássico, recorrendo à massa molar, é possível determinar o caudal molar de cada um dos reagentes. Exemplificando para o metano:

$$\dot{y}_{CH_4} = \frac{\dot{m}_{CH_4}}{M_{CH_4}} = \frac{8,54 \times 10^{-4}}{16,043} = 0,0533 \text{ mol/s} \quad (3.12)$$

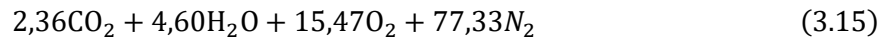
Desta forma determinou-se os caudais molares de todos os reagentes: 0,0533 mol/s de metano, 0,0028 mol/s de etano, 0,0012 mol/s de propano, 0,0004 mol/s de butano, 0,0030 mol/s de hidrogénio, 0,554 mol/s de oxigénio e 2,098 mol/s de azoto. Com isto é possível determinar a fração de cada um dos reagentes na mistura ar + combustível. Exemplificando para o metano:

$$y_{CH_4} = \frac{\dot{y}_{CH_4}}{\sum_{j=1}^m \dot{y}_j} \times 100 = \frac{0,0533}{0,0533 + 0,0028 + 0,0012 + 0,0004 + 0,0030 + 0,554 + 2,098} = 1,964 \% \quad (3.13)$$

Aplicando aos restantes reagentes é possível escrever:



Com a aplicação da equação 3.7 determina-se a composição dos produtos:



De acordo com a expressão equação 2.59, determina-se a fração mássica de todos os produtos da reação. Tomando o exemplo do CO_2 :

$$\theta_{\text{CO}_2} = \frac{y_{\text{CO}_2} M_{\text{CO}_2}}{\sum_{j=1}^m y_j M_j} = \frac{2,36 \times 44,010}{2,36 \times 44,010 + 4,60 \times 18,015 + 15,47 \times 31,999 + 77,33 \times 28,013} = 0,036 \quad (3.16)$$

Uma vez que são conhecidos o caudal de ar (0,07650 kg/s) e o caudal de combustível (0,00102 kg/s), é conhecido o caudal total envolvido na reação (0,07752 kg/s). Desta forma estima-se a emissão de CO_2 :

$$\dot{m}_{\text{CO}_2} = \theta_{\text{CO}_2} \cdot (\dot{m}_{\text{ar}} + \dot{m}_{\text{comb}}) = 0,036 \times 0,07752 = 0,00282 \text{ kg/s} \quad (3.17)$$

A aplicação deste procedimento a todos os ensaios permitiu verificar o impacto da incorporação de hidrogénio no gás natural a nível de emissões de CO_2 (figura 3.24 e figura 3.25). Considerando uma produção de hidrogénio limpa, em média, as misturas GN5H, GN10H e GN20H apresentam uma redução de 1,94 %, 2,82 % e 7,05 % face à operação com GN, respetivamente. À potência máxima, estas diferenças alteram-se para 1,83 %, 3,54 % e 9,59 %. Considerando a operação contínua deste equipamento ao longo de um ano, à carga máxima, estas percentagens significariam uma redução na emissão de CO_2 de 2,74 ton/ano, 5,30 ton/ano e 14,34 ton/ano.

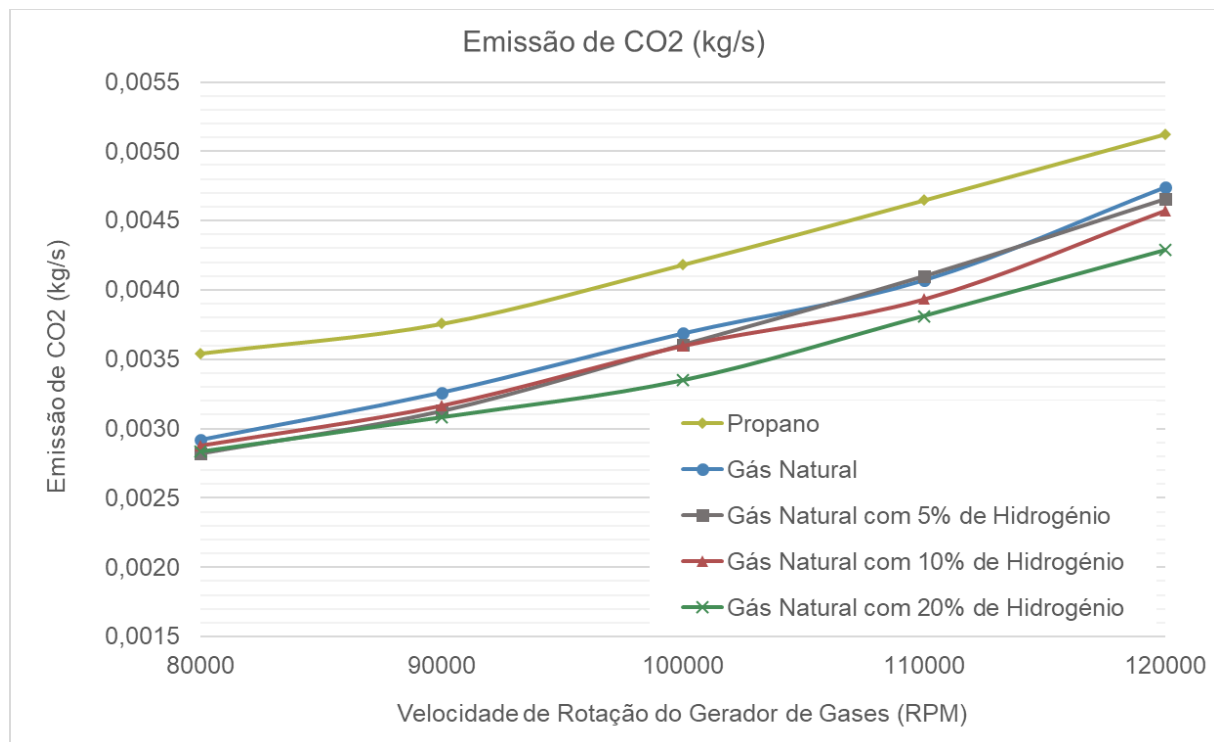


Figura 3.24 - Gráfico das emissões de CO_2 (kg/s) em função da velocidade de rotação do gerador de gases e do gás combustível.

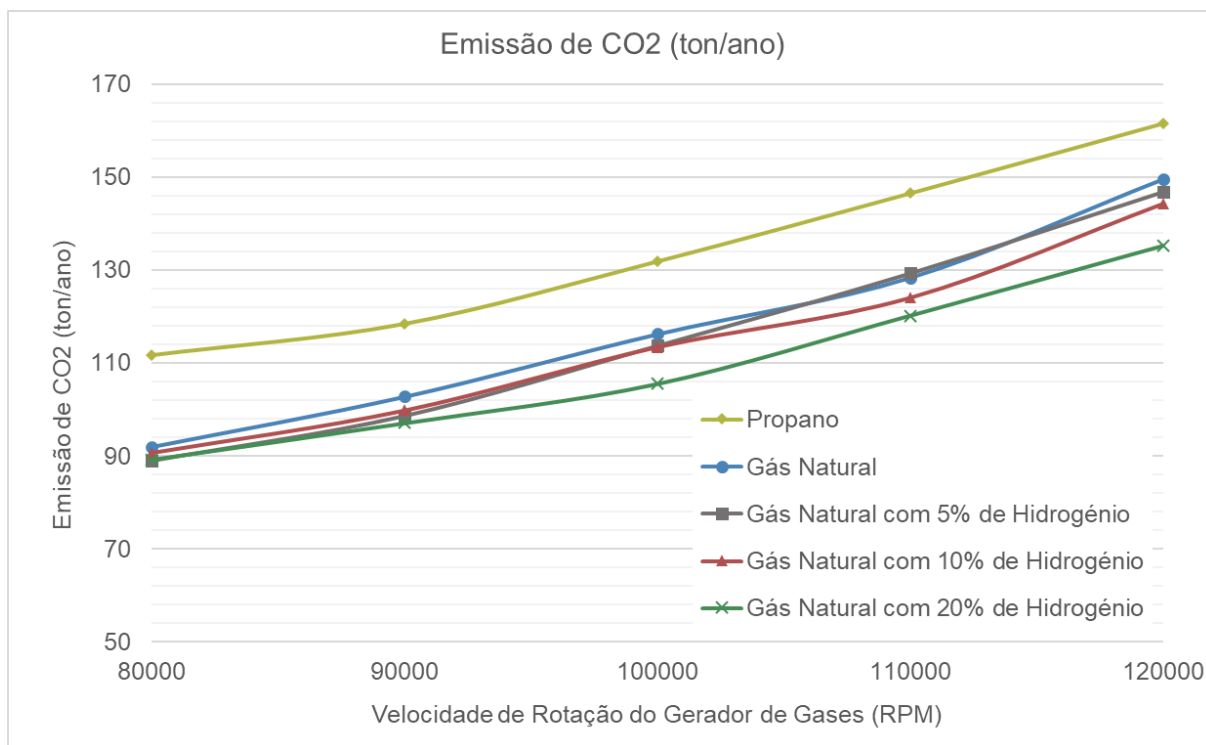


Figura 3.25 - Gráfico das emissões de CO₂ (ton/ano) em função da velocidade de rotação do gerador de gases e do gás combustível.

Atendendo ao paradigma de produção de hidrogénio cinzento, que implica, em média, a produção de 9,3 quilograma de CO₂ por quilograma de H₂, é ainda possível analisar o impacto a nível de emissões de dióxido de carbono que decorre da utilização deste tipo de hidrogénio (figura 3.26), quando comparado à sua alternativa sustentável, o hidrogénio verde. Para realizar esta análise comparou-se as médias dos ensaios e o ensaio a potência máxima para cada uma das misturas combustíveis. Exemplificando com o ensaio de GN5H @ 120 000 rpm:

$$\text{emissão de CO}_2 \text{ adicional} = 9,3 \cdot \dot{m}_{H_2} \quad (3.18)$$

$$\text{emissão de CO}_2 \text{ adicional} = 9,3 \cdot 1,005 \times 10^{-5} \cdot \frac{3600 \cdot 24 \cdot 365}{1000} = 2,95 \text{ ton/ano} \quad (3.19)$$

Somando a emissão adicional resultante da produção, à emissão associada à utilização de hidrogénio limpo:

$$\text{emissão de CO}_2 \text{ total} = \text{emissão de CO}_2 \text{ limpa} + \text{emissão de CO}_2 \text{ adicional} \quad (3.20)$$

$$\text{emissão de CO}_2 \text{ total} = 146,8 + 2,95 = 149,8 \text{ ton/ano} \quad (3.21)$$

Observa-se que, de um modo geral, é preferível operar o equipamento a gás natural do que com qualquer mistura que contenha hidrogénio cinzento. Apenas o ensaio a potência máxima realizado com a mistura GN20H, com este hidrogénio, apresenta uma ligeira redução das emissões totais de dióxido de carbono comparativamente ao gás natural, somente 1,00 %. Nas mesmas condições o hidrogénio verde oferece uma redução de 9,59 %.

O mesmo procedimento foi adotado para o hidrogénio azul (figura 3.27). Contando com uma intensidade carbónica de 4kg CO₂ / kg H₂. Neste cenário, o que foi verificado com o hidrogénio cinzento não ocorre: o hidrogénio azul apresenta sempre uma redução das emissões de CO₂, independentemente da percentagem incorporada e do regime analisado. Esta redução varia

entre 1,10 % e 3,23 % com a análise da média dos ensaios e 1,00 % e 5,88 % para o regime de potência máxima.

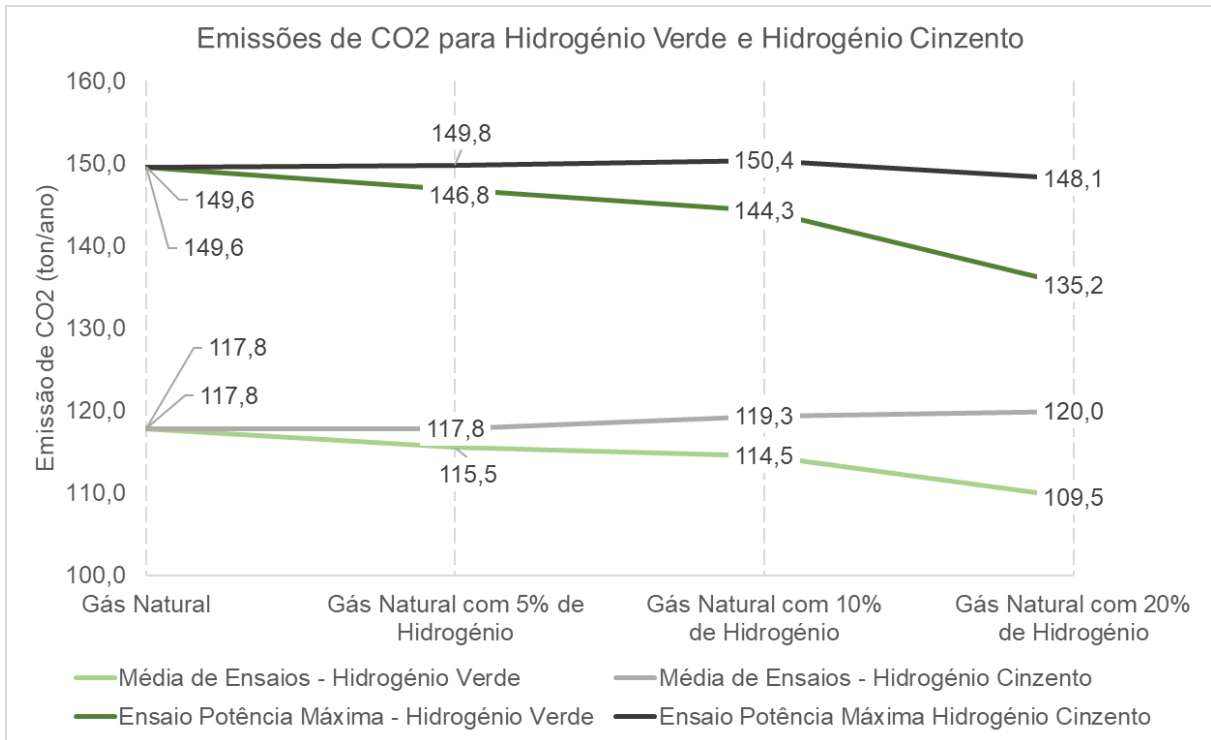


Figura 3.26 - Gráfico das emissões médias e máximas de CO2 (ton/ano) para Hidrogénio Verde e Hidrogénio Cinzento em função da mistura utilizada.

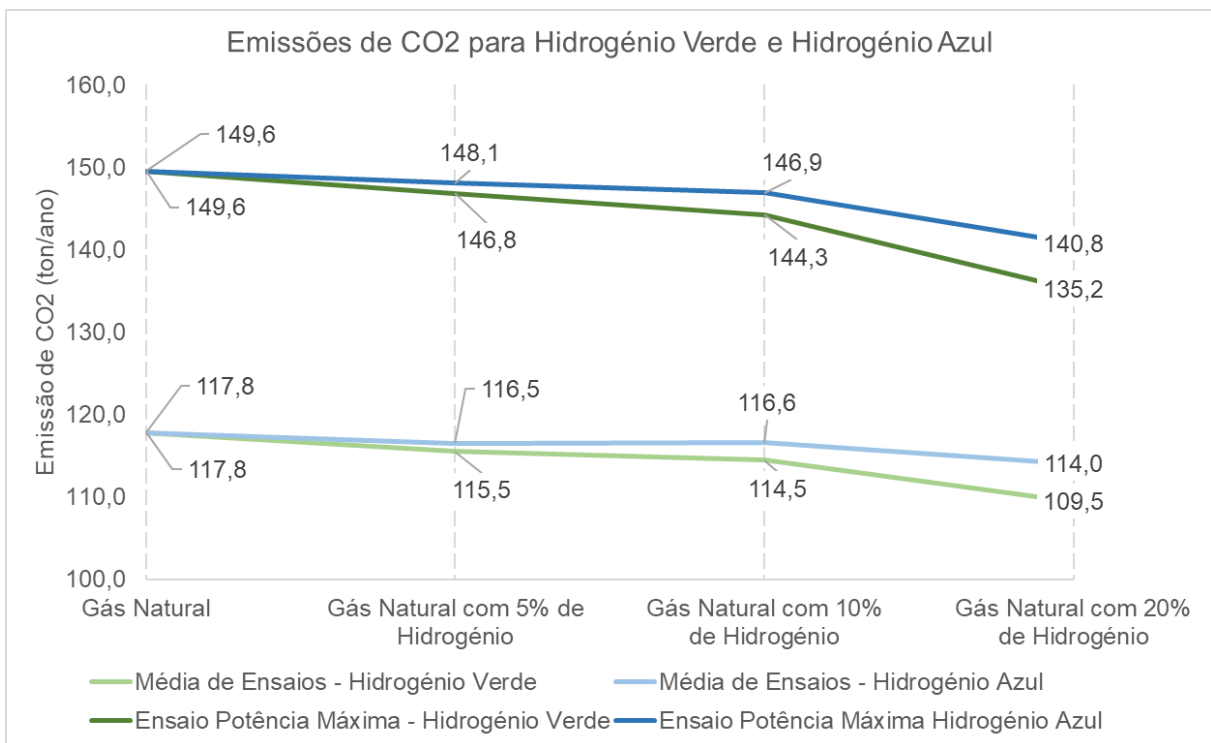


Figura 3.27 - Gráfico das emissões médias e máximas de CO2 (ton/ano) para Hidrogénio Verde e Hidrogénio Azul, em função da mistura utilizada.

3.4.5 Potência e eficiência do ciclo

Atendendo ao facto de que não é do interesse do presente trabalho estudar o sistema de transmissão ao gerador, e que a eficiência deste é conhecida (74 %), optou-se por analisar a

potência ao veio da turbina de potência (Figura 3.28). Desta análise é possível verificar que, em média, a transição de propano para gás natural promoveu um aumento da potência produzida em 3,36 %. A incorporação de hidrogénio no gás natural apresentou um impacto positivo na potência produzida, contudo o aumento do teor de hidrogénio tende a diminuí-la. A potência média mais elevada é obtida com a mistura GN5H: 6,24 % superior à obtida com GN. As misturas GN10H e GN20H apresentam uma melhoria de apenas 2,22 % e 0,86 %. Analisando a potência máxima debitada pela queima de cada mistura, observa-se que esta é superior na mistura GN10H, contudo em apenas 1,35 % comparativamente ao gás natural. Pela análise da temperatura de saída da turbina de potência, este seria um resultado esperado, uma vez que a mistura GN10H apresenta uma temperatura muito inferior à restantes, neste ponto, para o ensaio a 120 000 rpm.

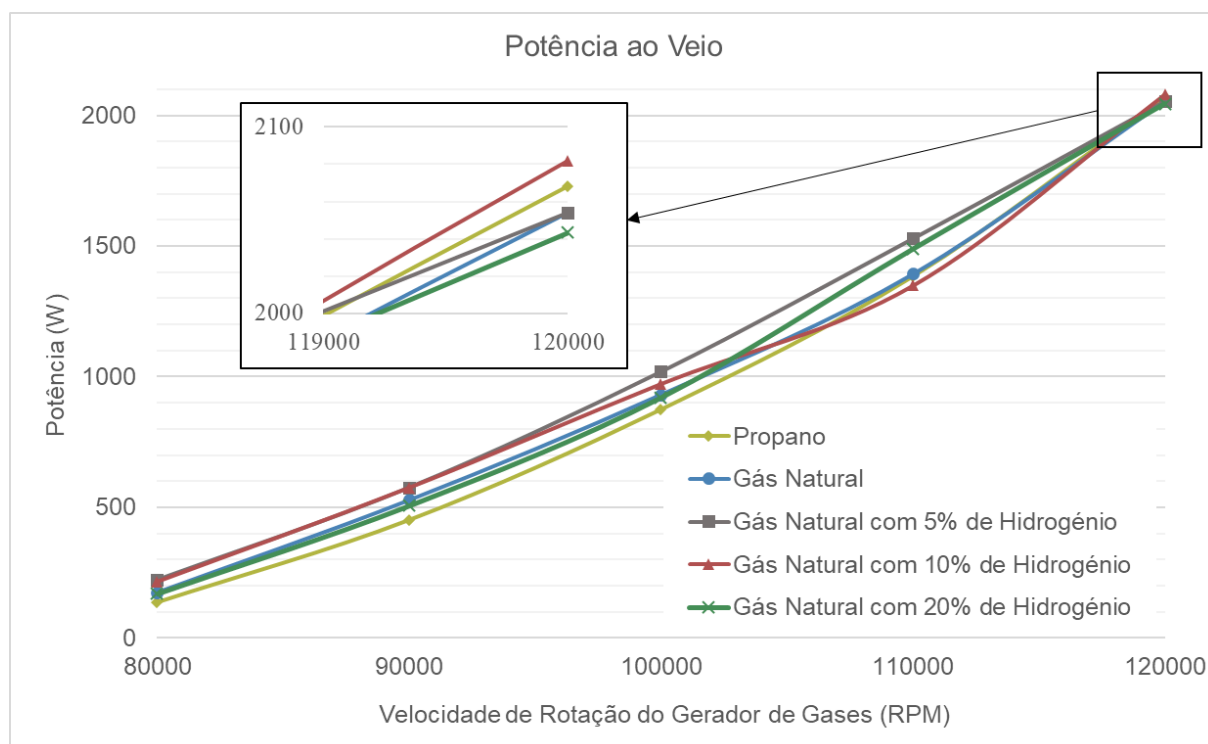


Figura 3.28 - Gráfico da potência ao veio em função da velocidade de rotação do gerador de gases e do gás combustível.

Uma medida mais interessante para quantificar a qualidade de geração de potência é o rendimento do ciclo (figura 3.29). Este avalia a quantidade de energia produzida em comparação com a que é introduzida e que se encontra disponível em cada uma das misturas combustíveis. Recorrendo ao poder calorífico inferior de cada uma das misturas (tabelado na página 22) e ao caudal de combustível medido, é possível, pela aplicação da equação 2.15, determinar a eficiência de cada um dos ensaios. Exemplificando para o ensaio com GN @ 120 000 rpm:

$$\eta = \frac{W_{mec}}{PCI \cdot \dot{m}_{comb}} = \frac{2054}{46,4 \times 10^6 \times \frac{6,12}{3600}} \times 100 = 2,60 \% \quad (3.22)$$

Aplicando a equação 2.15 a todo o conjunto de ensaios, obtêm-se os resultados da tabela 3.8.

Tabela 3.8 - Eficiências do Ciclo.

Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média	
Propano	Potência ao veio (W)	138	452	875	1384	2068	983
	PCI (MJ/kg)	48,7					
	Caudal de combustível (kg/h)	4,25	4,50	5,00	5,55	6,10	5,08
	Eficiência do Ciclo (%)	0,24	0,74	1,29	1,84	2,51	1,33
GN	Potência ao veio (W)	175	528	932	1393	2054	1016
	PCI (MJ/kg)	46,4					
	Caudal de combustível (kg/h)	3,77	4,21	4,76	5,25	6,12	4,82
	Eficiência do Ciclo (%)	0,36	0,97	1,52	2,06	2,60	1,50
GN5H	Potência ao veio (W)	222	576	1019	1528	2054	1080
	PCI (MJ/kg)	49,1					
	Caudal de combustível (kg/h)	3,67	4,06	4,68	5,32	6,03	4,75
	Eficiência do Ciclo (%)	0,44	1,04	1,60	2,11	2,50	1,54
GN10H	Potência ao veio (W)	216	576	973	1349	2082	1039
	PCI (MJ/kg)	49,6					
	Caudal de combustível (kg/h)	3,77	4,15	4,71	5,14	5,97	4,75
	Eficiência do Ciclo (%)	0,42	1,01	1,50	1,90	2,53	1,47
GN20H	Potência ao veio (W)	170	506	920	1488	2043	1025
	PCI (MJ/kg)	50,6					
	Caudal de combustível (kg/h)	3,77	4,10	4,45	5,07	5,69	4,61
	Eficiência do Ciclo (%)	0,32	0,88	1,47	2,09	2,56	1,46

A tendência apresentada na potência média produzida é mantida na eficiência média do ciclo: A transição de gás natural para propano promove um aumento na eficiência do ciclo, a incorporação de 5 % de hidrogénio impacta positivamente a eficiência, e o aumento do teor de hidrogénio faz com que esta diminua, mantendo-se, contudo, acima da eficiência obtida com GN. Em termos médios a mistura GN5H permitiu uma operação com eficiência de 1,54 %, tendo o propano, a mistura GN, a mistura GN10H e a mistura GN20H apresentado eficiências 13,76 %, 2,20 %, 4,20 % e 4,79 % inferiores, respetivamente. Ao analisar a eficiência máxima é possível perceber que o mesmo não se verifica. Nos ensaios a 120 000 rpm a mistura GN5H é a que apresenta uma pior eficiência (2,50 %). Neste cenário o gás natural destaca-se com a eficiência mais elevada (2,60 %). No regime de funcionamento a 120 000 rpm existe uma queda da eficiência na incorporação de uma pequena percentagem de hidrogénio. Contudo o aumento do teor deste tende a afetar positivamente a eficiência do ciclo.

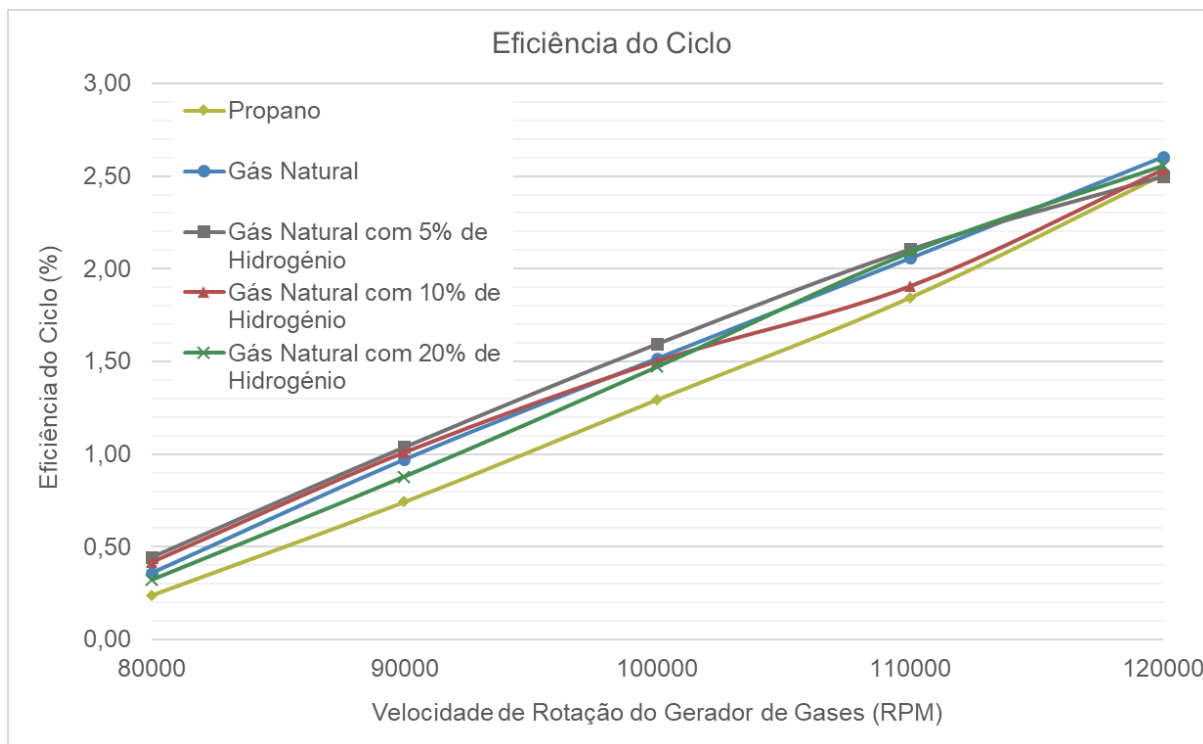


Figura 3.29 - Gráfico da eficiência do ciclo em função da velocidade de rotação do gerador de gases e do gás combustível.

3.4.6 Custos de Implementação

Com base nos preços de cada combustível é possível estimar o custo de operação do equipamento experimental (figura 3.30 e figura 3.31). Seria também possível estimar um custo em €/kWh de energia produzida, contudo, a eficiência do equipamento é de tal forma baixa que este seria um valor sem significado para equipamentos a larga escala. Estimando o custo de operação, e uma vez que este é linear dependendo apenas da quantidade de combustível que cada equipamento consumirá, é possível estabelecer comparações relativas, passíveis de serem aplicadas a qualquer equipamento semelhante. Foi realizada uma estimativa dos custos operacionais para a média de todos os ensaios (i.e. 80 000 até 120 000 rpm) e uma para a operação em potência máxima (ensaio 120 000rpm). A determinação do custo de operação teve em conta os valores apresentados em 2.5.3 *Custos de Obtenção dos Combustíveis*, que se encontram resumidos na tabela 3.9.

Tabela 3.9 - Custo dos Combustíveis.

Combustível	Preço (€/kg)
Gás Natural	0,42
Hidrogénio Cinzento	1,50
Hidrogénio Azul	2,00
Hidrogénio Verde - Mínimo apontado pelos SPPE	3,60
Hidrogénio Verde - Máximo apontado pelos SPPE	5,30
Hidrogénio Verde - Mínimo apontado pelo EHO	4,18
Hidrogénio Verde - Máximo apontado pelo EHO	9,60

Com os dados da tabela 3.9 é possível determinar o custo com base no caudal mássico de cada um dos reagentes. Exemplificando para a mistura GN5H, ensaio @ 120 000rpm, com hidrogénio cinzento:

$$\text{Custo de Operação} = \text{preço}_{GN} \cdot \dot{m}_{GN} + \text{preço}_{H_2} \cdot \dot{m}_{H_2} \quad (3.23)$$

$$\text{Custo de Operação} = (0,419 \cdot 0,00166 + 1,50 \cdot 1,005 \times 10^{-5}) \times 3600 = 2,56 \text{ €/h} \quad (3.24)$$

Da análise da média dos ensaios é possível perceber que, com a incorporação de 5 % de hidrogénio no gás natural, o custo de operação aumentaria 0,05 % com hidrogénio cinzento, 0,76 % com hidrogénio azul, entre 3,01 % e 5,41 % com hidrogénio verde, segundo a previsão dos Serviços de Pesquisa do Parlamento Europeu e entre 3,83 % e 11,48 %, segundo os dados do *European Hydrogen Observatory*. A incorporação de 10 % de hidrogénio resultaria em aumentos de 1,57 % com hidrogénio cinzento, 3,04 % com hidrogénio azul, entre 7,7 % e 12,79 % com hidrogénio verde segundo o SPPE e 9,48 % e 25,49 % segundo o EHO. Já com o teor máximo de hidrogénio testado, os custos elevariam-se para 2,52 % com hidrogénio cinzento e 5,69 % com hidrogénio azul. Com hidrogénio verde o aumento dos custos variaria entre 15,85 % e 26,64 % de acordo com o SPPE e 19,53 % e 53,94 % em conformidade com os dados do EHO.

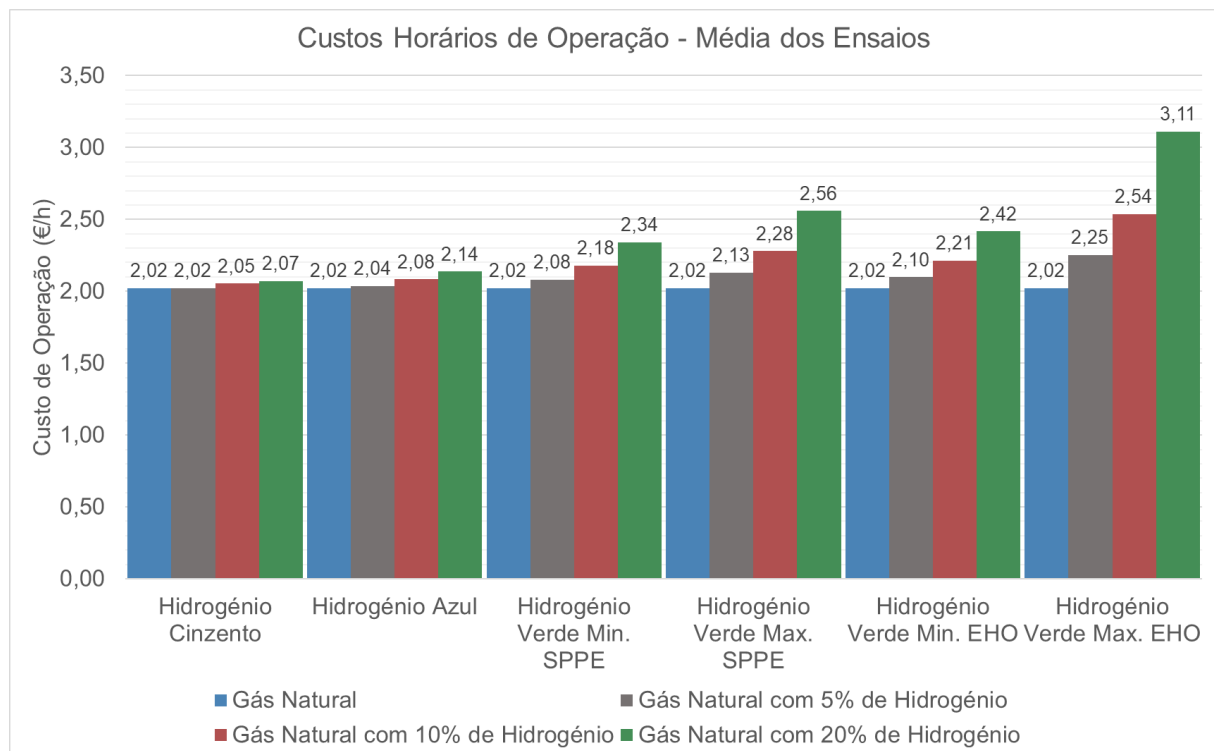


Figura 3.30 - Gráficos dos custos horários de operação do equipamento experimental em função das misturas combustíveis utilizadas e do método de produção do hidrogénio para a média dos ensaios.

Ao analisar o funcionamento em potência máxima, observa-se que a diferença relativa nos custos de operação com a incorporação de hidrogénio é ligeiramente inferior (todas as análises efetuadas têm como base de referência a operação com gás natural). Com uma percentagem de 5 % de hidrogénio, o custo de operação aumentou 0,04 % com hidrogénio cinzento, 0,74 % com hidrogénio azul, entre 3,00 % e 5,40 % com hidrogénio verde com a

estimativa do SPPE e 3,82 % e 11,46 % com os dados do EHO. Avançando para a mistura GN10H, esta apresenta um acréscimo de custo de 0,68 % com hidrogénio cinzento, 2,15 % com hidrogénio azul e entre 6,83 % e 24,40 % para hidrogénio verde, neste último a previsão do SPPE define este intervalo entre 6,83 % e 11,81 % e a EHO entre 8,53 % e 24,40 %. Com um teor de hidrogénio de 20 %, o hidrogénio cinzento apresenta uma redução de 0,40 % no custo de operação e o hidrogénio azul um aumento de 2,69 %. Para o hidrogénio verde, a estimativa do SPPE delimita o aumento do custo em 12,56 % e 23,04 % enquanto o EHO define este intervalo entre 16,13 % e 49,56 %.

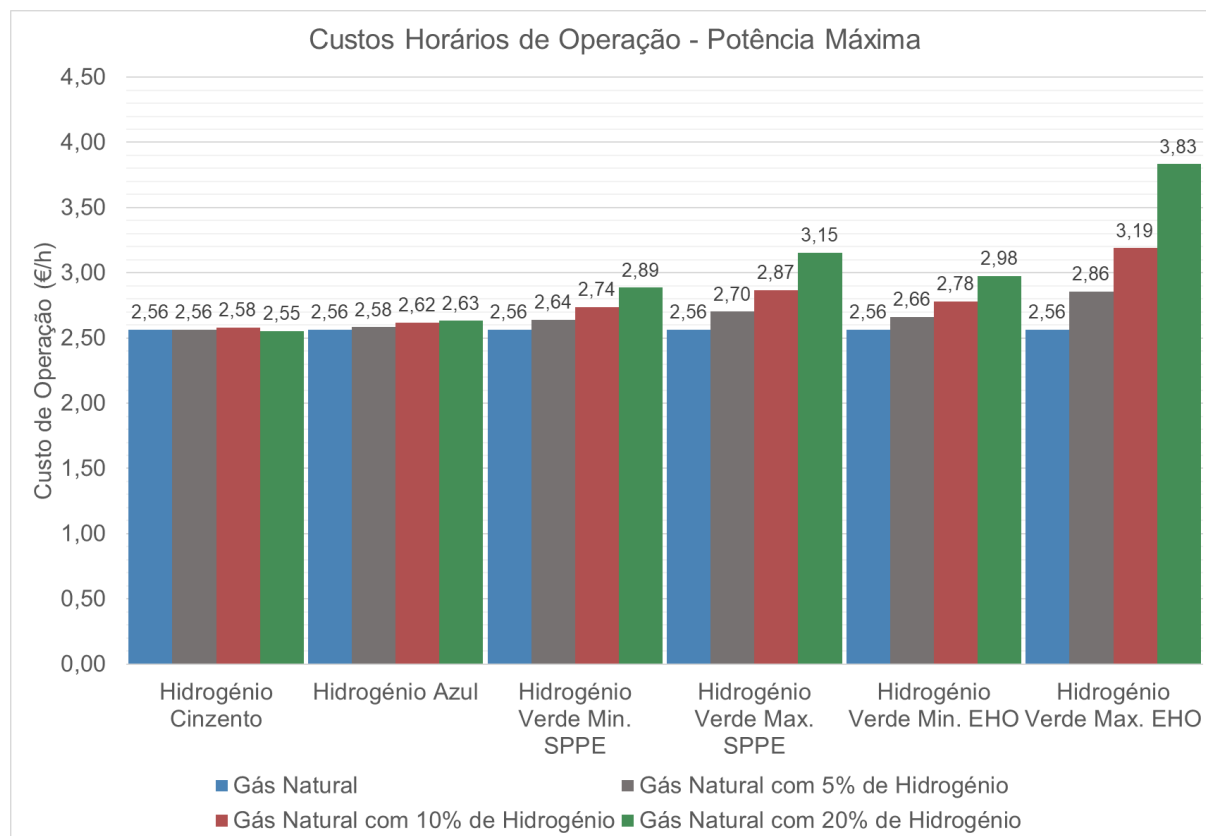


Figura 3.31 - Gráficos dos custos horários de operação do equipamento experimental em função das misturas combustíveis utilizadas e do método de produção do hidrogénio para os ensaios à potência máxima.

Da interseção dos dados de custo de operação e de emissões de dióxido de carbono de cada mistura, resulta uma estimativa do custo de redução da tonelada de CO₂ por ano (figura 3.32 e figura 3.33). Tomando o exemplo da mistura GN5H @ 120 000rpm com hidrogénio azul, foi obtido um custo operacional de 2,58 €/h. Isto equivale a 22624 €/ano. Subtraindo o custo de operação, sem incorporação de hidrogénio, e dividindo pelo caudal de CO₂ evitado pela utilização de hidrogénio, obtém-se o custo da redução de emissões:

$$\text{Custo de Redução de CO}_2 = \frac{\text{Custo de Operação}_{GN5H} - \text{Custo de Operação}_{GN}}{\dot{m}_{CO_2GN} - \dot{m}_{CO_2GN5H}} \quad (3.25)$$

$$\text{Custo de Redução de CO}_2 = \frac{22624 - 22457}{149,6 - 148,1} = 113 \text{ €/tonCO}_2/\text{ano} \quad (3.26)$$

Tendo em atenção a comparação efetuada entre gás natural e gás natural com incorporação de hidrogénio cinzento, a nível de emissões totais de CO₂ (ver tópico 3.4.4. *Combustão*), não existe qualquer interesse em incluir o hidrogénio cinzento nesta análise. De forma semelhante

à análise anterior, também esta foi efetuada para a média dos ensaios e para o ensaio à potência máxima.

Com este estudo foi possível perceber que, de um modo geral, a utilização de GN10H implica um maior custo do que as restantes, quando o objetivo é a redução de emissão de CO₂. Analisando a média dos ensaios, o hidrogénio azul apresenta custos de 104 €/tonCO₂/ano, 420 €/tonCO₂/ano e 785 €/tonCO₂/ano na utilização das misturas GN5H, GN10H e GN20H, respetivamente. Com a incorporação de 5 % de hidrogénio verde, o custo de redução de emissões estará compreendido entre 234 €/tonCO₂/ano e 890 €/tonCO₂/ano, para uma percentagem de 10 % este intervalo aumenta para 414 €/tonCO₂/ano a 1359 €/tonCO₂/ano e com um teor de 20 % prende-se entre 338 €/tonCO₂/ano e 1150 €/tonCO₂/ano.

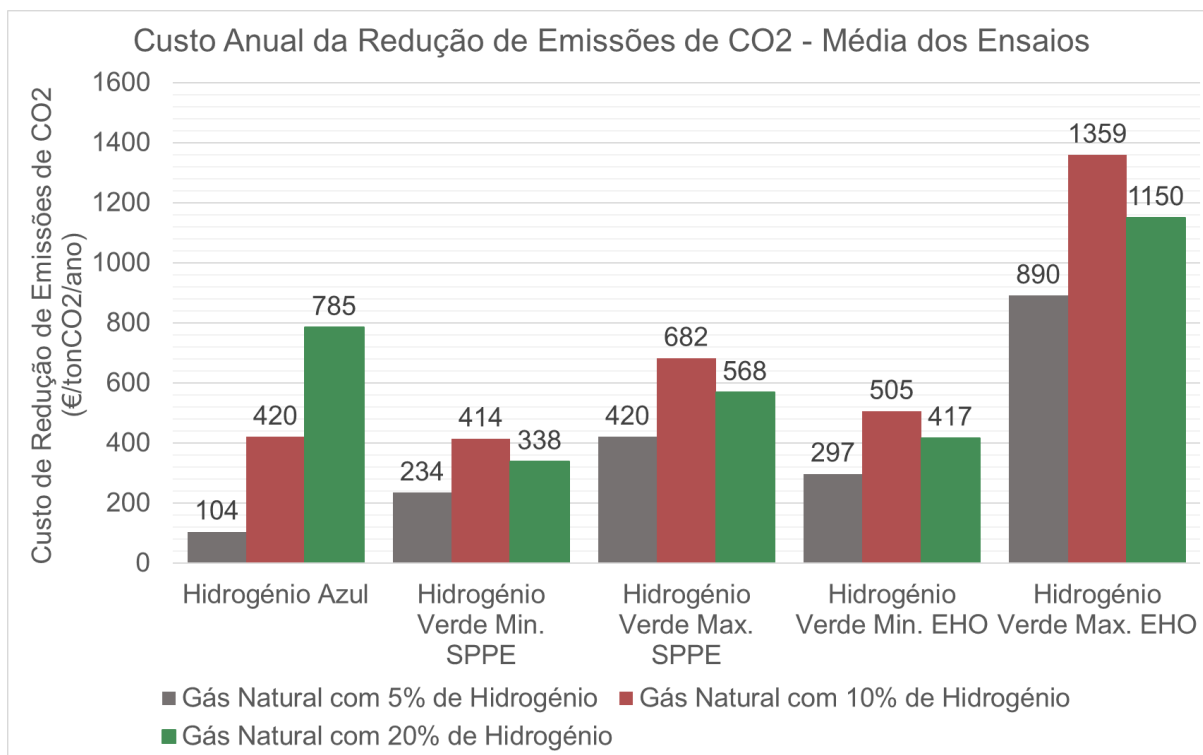


Figura 3.32 - Gráficos dos custos anuais de redução de emissões de CO₂ em função das misturas combustíveis utilizadas e do método de produção do hidrogénio para a média dos ensaios.

Nos ensaios realizados em velocidade máxima é observado um comportamento semelhante. Com hidrogénio azul obtém-se um custo de 113 €/tonCO₂/ano, 181 €/tonCO₂/ano e 69 €/tonCO₂/ano, para as misturas GN5H, GN10H e GN20H, respetivamente. Para o hidrogénio verde estes valores aumentam para 246 a 940 €/tonCO₂/ano com uma percentagem de 5 % de hidrogénio, 290 a 1034 €/tonCO₂/ano com um teor de 10 % e 197 a 776 €/tonCO₂/ano com a incorporação de 20 % de hidrogénio.

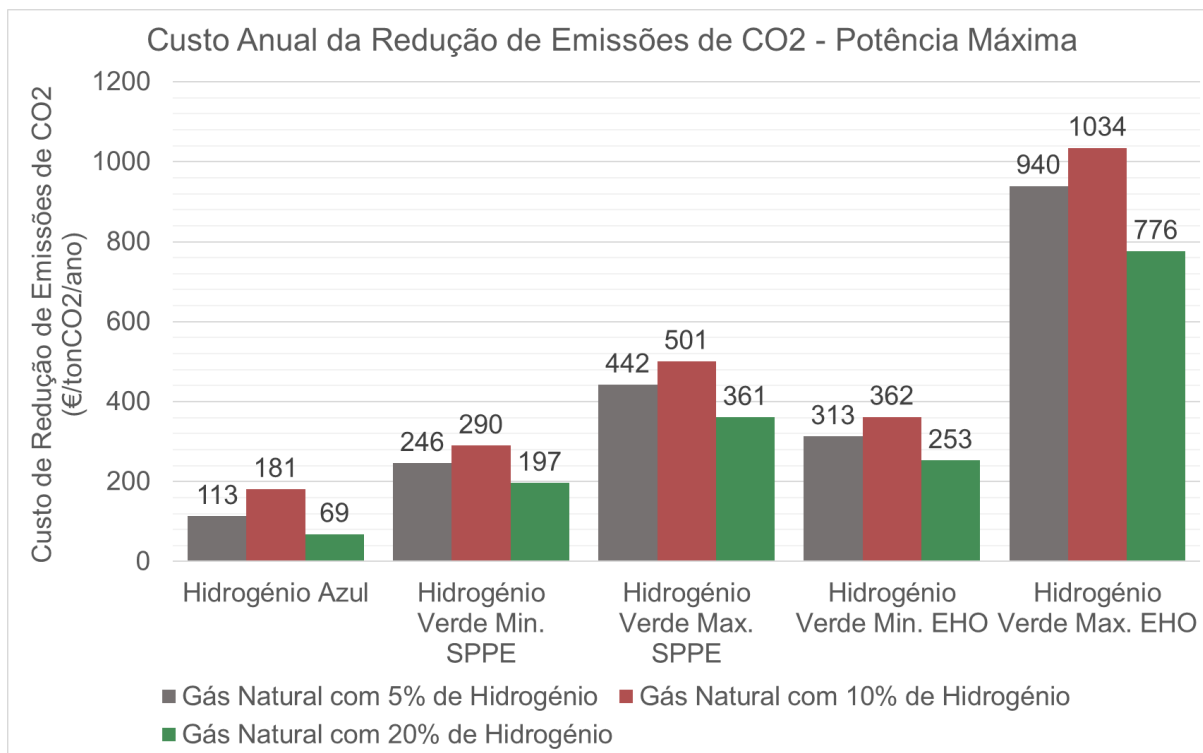


Figura 3.33 - Gráficos dos custos anuais de redução de emissões de CO2 em função das misturas combustíveis utilizadas e do método de produção do hidrogénio para os ensaios à potência máxima.

A análise de custos finaliza o capítulo relativo à análise de resultados. Embora tenham sido referidos e analisadas ao longo deste capítulo as relações entre ensaios que se consideraram mais relevantes, não é possível tabelar no corpo do documento a lista dos desvios entre todos os ensaios. Caso seja do interesse do leitor, estas encontram-se no Apêndice II – Desvios Resultados Experimentais e Apêndice III – Desvios Custos. Esta lista de desvios inclui os desvios dos ensaios com diferentes velocidades e gases combustíveis para todas as varáveis medidas, bem como os parâmetros determinados a partir destas e ainda os parâmetros associados à análise de custos.

4 Considerações Finais

De acordo com aquilo que eram os objetivos a que o presente trabalho se propôs, é possível afirmar que estes foram alcançados na sua totalidade. Embora existam algumas melhorias passíveis de serem aplicadas e que são apontadas e consideradas no subcapítulo 4.2. *Trabalhos Futuros e Potenciais Alterações Tecnológicas*, considera-se que o trabalho experimental desenvolvido apresenta muita relevância na área de investigação em que se insere, e permite tirar conclusões importantes sobre a incorporação de hidrogénio no gás natural.

4.1 Conclusões

Em primeira análise, o facto de não terem existido quaisquer fugas de gás é um bom indicador de que a incorporação de hidrogénio no gás natural até um teor de 20 %, em infraestruturas que estão originalmente preparadas para operar com gás natural, é segura.

No que à componente tecnológica diz respeito, é possível concluir que a introdução de hidrogénio no gás natural, em qualquer uma das percentagens testadas, não compromete a integridade do equipamento. Uma das principais preocupações na conversão do equipamento para operar com estas misturas combustíveis, residia no aumento de temperatura que estas tendem a provocar e que pode ser crítica para determinados materiais. Apesar desse aumento de temperatura ter sido parcialmente verificado, tal ficou muito aquém do necessário para ativar os cortes de segurança. De acordo com os resultados experimentais, a temperatura à saída da câmara de combustão, poderá aumentar entre 0,25 % e 1,55 % com a mistura de gás natural com 5 % de hidrogénio, entre 0,5 % e 1,78 % com a mistura que contém 10 % de hidrogénio e com a mistura de 20 % não deverá exceder os 0,76 %. Em termos absolutos, a temperatura máxima atingida no decorrer dos ensaios (com a mistura de 5 % de hidrogénio) foi 826°C, ou seja, 11°C superior à temperatura máxima atingida por gás natural. É, contudo, necessário ter em conta que a medição destas temperaturas é efetuada à saída da câmara de combustão, e que os seus resultados não deverão ser extrapolados para montante. É de esperar que, com o aumento da incorporação de hidrogénio, a temperatura no interior da câmara, numa zona muito próxima à chama, aumente. A nível de temperaturas do ciclo, outra conclusão a retirar é que, com a sequência de expansões sofridas pelo fluido, o impacto provocado pelas diferentes misturas combustíveis é dissipado. A nível de pressões do ciclo,

o único parâmetro que apresentou uma tendência clara foi a perda de carga na entrada da câmara de combustão, que apresenta, em comparação com o gás natural, valores, em média, 7,60 % superiores para a mistura GN5H, 3,22 % superiores com a mistura GN10H e 8,17 % inferiores com a mistura GN20H. No que toca à pressão de injeção, ficou claro o aumento da mesma na transição de propano para gás natural, contudo, no que à incorporação de hidrogénio diz respeito, apenas a mistura GN20H apresentou resultados significativamente superiores às restantes.

Da análise dos aspetos diretamente relacionados à combustão, é possível concluir que, as temperaturas tipicamente baixas apresentadas pela mistura GN20H, resultam, provavelmente, do elevado excesso de ar com que a mesma queima e da presença de vapor de água em maior quantidade nos gases de escape. Da análise do coeficiente de excesso de ar decorre também a conclusão antecipada de que este não será um fator potenciador das emissões de NO_x , neste equipamento. Os dados experimentais apontam para coeficientes de excesso de ar sempre acima dos 4, muito acima daquilo que seria considerado crítico para a produção deste poluente. A medição direta de NO_x é um forte indicador de que a temperatura atingida na queima da mistura GN20H é superior a todas as restantes, uma vez que foi a que contou com uma maior emissão média de óxidos de azoto. Foi ainda possível concluir que a incorporação de 5 % de hidrogénio no gás natural conduz ao *sweet spot* a nível das emissões de NO_x . Em comparação com o gás natural esta mistura apresentou, na média dos ensaios, concentrações de óxidos de azoto 21,25 % mais reduzida. Em regime de potência máxima esta diferença atinge os 26,23 %. Analisando as emissões de CO_2 , é possível concluir que a incorporação de 5 %, 10 % e 20 % de hidrogénio verde no gás natural, irá conduzir a uma redução das emissões de dióxido de carbono de 1,94 %, 2,82 % e 7,05 %, considerando toda a gama de operação da turbina, respetivamente, e 1,83 %, 3,54 % e 9,59 % considerando a operação a potência máxima. Caso o equipamento opere continuamente à carga máxima, isto significaria uma redução de 2,74, 5,30 e 14,34 $\text{tonCO}_2/\text{ano}$. Tendo em conta os principais métodos de produção de hidrogénio (para além do verde) foi ainda possível concluir que a utilização de hidrogénio cinzento para queima em mistura com gás natural, não é uma opção viável para a redução de emissões de CO_2 . Com hidrogénio azul, a redução de 2,74, 5,30 e 14,34 $\text{tonCO}_2/\text{ano}$, obtida caso se use hidrogénio verde, transforma-se em 1,5, 2,67 e 8,80 $\text{tonCO}_2/\text{ano}$.

Pela análise da eficiência do ciclo e da potência produzida, os resultados não apontam para uma conclusão definitiva acerca da utilização das misturas de gás natural com hidrogénio, exceto que estas não apresentam indícios de prejudicar o desempenho dos equipamentos. Apesar do gás natural apresentar o melhor desempenho à potência máxima (apenas 1,88 % superior face à mistura GN20H), a mistura GN5H apresenta um melhor desempenho quando se avalia toda a gama de operação do equipamento.

Por último, a análise de custos permite concluir que com a utilização de hidrogénio verde, e operando a turbina em toda a sua gama, os custos de operação aumentariam entre 3,01 % a

11,48 % com a incorporação de 5 % de hidrogénio, 7,7 % a 25,49 % com a incorporação de 10 % de hidrogénio e 15,85 % a 53,94 % com a mistura GN20H. Caso se considere uma operação contínua à potência máxima, é esperado um aumento de 3,00 % a 11,46 % com a incorporação de 5 % de hidrogénio, 6,83 % a 24,40 % com uma mistura que contenha 10 % de hidrogénio e 12,56 % a 49,56 % caso o teor de hidrogénio no gás natural seja 20 %. De forma semelhante é possível concluir que evitar a emissão de 1 tonelada de dióxido de carbono por ano com hidrogénio azul é, ainda, economicamente mais favorável do que com hidrogénio verde. Em todas as análises realizadas o custo de redução de CO₂ está compreendido entre 104 e 785 €/tonCO₂/ano para hidrogénio azul e entre 197 e 1359 €/tonCO₂/ano para hidrogénio verde. É, contudo, importante ter em conta que estes valores estão altamente dependentes de estimativas de custos de tecnologias ainda em desenvolvimento e dos custos de aquisição de gás natural que podem variar muito rapidamente e pelas mais diversas razões. Segundo o SPPE, os custos de produção de hidrogénio verde podem cair para 1,8€/kg até ao ano de 2030 [33], o que descontinuará a validade das conclusões apresentadas neste trabalho a nível de custos.

4.2 Trabalhos Futuros e Potenciais Alterações Tecnológicas

Como proposta de trabalhos futuros, é sugerido, como ponto de partida, a verificação da repetibilidade dos ensaios realizados. Apesar dos vários ensaios realizados com propano apontarem para uma boa repetibilidade nos dados obtidos, seria interessante averiguar se o mesmo acontece com as misturas de gás natural + hidrogénio. Acredita-se que uma maior coletânea de ensaios não só poderá solidificar as conclusões apresentadas no presente trabalho, como conduzir a outras que se tornem evidentes. Na mesma linha de pensamento, seria ainda interessante alargar e refinar a gama de frações de hidrogénio a incorporar no gás natural. Inicialmente tinha-se como opção a utilização de um misturador de gases que intermediaria a incorporação de hidrogénio no gás natural e potenciará a possibilidade de regular infinitamente as concentrações de cada um dos combustíveis, tal não se provou financeiramente viável, tendo em conta o orçamento disponível para o trabalho experimental. De outro ponto de vista, seria interessante estudar a influência da alteração do injetor de gás na câmara de combustão. Da análise realizada, é possível perceber que a pressão de injeção é o parâmetro que mais é influenciado pela transição de propano para gás natural. Eliminar esta diferença, introduzindo um injetor com um diâmetro de orifício superior, aproximará, provavelmente, as condições de entrada do gás na câmara de combustão àquelas que são verificadas com a utilização de propano. Podem ainda ser conduzidos estudos sobre a qualidade da combustão com a variação do injetor.

Outra análise que pode complementar o trabalho realizado, diz respeito à medição da temperatura no interior da câmara de combustão. Avaliar esta variável ajudaria a solidificar as conclusões acerca da formação de NO_x e efeitos do excesso de ar no arrefecimento dos gases de escape.

Referências Bibliográficas

- [1] United Nations Climate Change, “The Paris Agreement”. [Online]. Disponível em: <https://unfccc.int/process-and-meetings/the-paris-agreement>. [Acesso em: 12 mar. 2024].
- [2] Ministério do Ambiente e Transição Energética, Fundo Ambiental, and Agência Portuguesa do Ambiente, “Roadmap for Carbon Neutrality 2050 (RNC2050) - Long-Term Strategy for Carbon Neutrality of the Portuguese Economy by 2050,” Jun. 2019.
- [3] Ministério do Ambiente e Transição Energética, Fundo Ambiental, and Agência Portuguesa do Ambiente, “Plano Nacional Energia e Clima 2021-2030 (PNEC 2030),” Portugal, Dec. 2019.
- [4] Gabinete do Ministro do Ambiente e da Ação Climática, “Estratégia Nacional para o Hidrogénio aprovada em Conselho de Ministros,” Lisboa, Jul. 2020.
- [5] H. I. H. Saravanamuttoo, G. F. C. Rogers, H. Cohen, P. V. Straznicky, and A. C. Nix, *Gas Turbine Theory*, 7ª edição. Pearson, 2017.
- [6] M. Boyce, *Gas Turbine Engineering Handbook*, 1ª edição. Gulf Publishing Company, 1982.
- [7] D. Wilson and T. Korakianitis, *The Design of High-Efficiency Turbomachinery and Gas Turbines*, 2ª edição. Prentice-Hall, 1998.
- [8] Y. Çengel and M. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 8ª edição. McGraw-Hill Education, 2015.
- [9] W. Bathie, *Fundamentals of Gas Turbines*, 2ª edição. John Wiley & Sons, Inc., 1996.
- [10] A. F. El-Sayed, *Fundamentals of Aircraft and Rocket Propulsion*. Springer, 2016.
- [11] T. D. Griffith, *Basic Principles and Calculations in Process Technology*. Pearson College, 2015.
- [12] Propane 101, “About Propane - Characteristics, Properties and Combustion”. [Online]. Disponível em: <https://www.propane101.com/aboutpropane.htm>. [Acesso em: 11 dez. 2023].
- [13] Rubis Energia Portugal, “Ficha de Dados de Segurança - Propano Comercial,” Lisboa, Dec. 2022.

- [14] B. Erkuş, M. İ. Karamangil, and A. Sürmen, “Designing a Prototype LPG Injection Electronic Control Unit for a Carburetted Gasoline Engine,” *Uludağ University Journal of The Faculty of Engineering*, vol. 20, pp. 141–153, Jul. 2015.
- [15] Concoa Precision Gas Controls, “Propane Properties”. [Online]. Disponível em: https://www.concoa.com/propane_properties.html. [Acesso em: 12 dez. 2023]
- [16] Ohio University, “Properties of Various Ideal Gases”. [Online]. Disponível em: https://www.ohio.edu/mechanical/thermo/property_tables/gas/idealGas.html. [Acesso em: 12 dez. 2023].
- [17] ASHRAE, *ASHRAE HVAC 2001 Fundamentals Handbook*. 2001.
- [18] Pacific Northwest National Laboratory, “Basic Hydrogen Properties”. [Online]. Disponível em: <https://h2tools.org/hyarc/hydrogen-data/basic-hydrogen-properties>. [Acesso em: 12 dez. 2023].
- [19] S.-W. Lee, H.-S. Lee, Y.-J. Park, and Y.-S. Cho, “Combustion and emission characteristics of HCNG in a constant volume chamber,” *Journal of Mechanical Science and Technology*, pp. 489–494, Feb. 2011.
- [20] K. Mazloomi and C. Gomes, “Hydrogen as an energy carrier: Prospects and challenges,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 3024–3033, Jun. 2012.
- [21] eThermo, “Amarillo Gas Thermodynamic and Transport Properties”. [Online]. Disponível em: <http://www.ethermo.us/Show116Vatemp!298.15!1~press!100!4.htm>. [Acesso em: 12 dez. 2023].
- [22] J. Oakey, “Technology Options and Plant Design Issues for Fuel-Flexible Gas Turbines,” in *Fuel Flexible Energy Generation - Solid, Liquid and Gaseous Fuels*, 2016, ch. 10, pp. 271–291.
- [23] M. F. Fauzan, “Comparative Study of Gasoline, Hydrogen and Alcohol Fueled Internal Combustion Engines in Terms of Sustainability, Performance, Emission and Enconomic,” Faculty of Engineering Univeristy of Malaya, 2011.
- [24] Galp Energia, “Ficha de Dados de Segurança - Gás Natural Liquefeito,” Lisboa, Jun. 2015.
- [25] E. K. Addai, M. Clouthier, U. Krause, and P. Amyotte, “Limiting oxygen concentration of hybrid mixtures,” in *13th Global Congress on Progress Safety*, Mar. 2017.
- [26] Portgás, “Composição do Gás Natural” [Online]. Disponível em: <https://www.portgas.pt/profissionais/apoio/composicao-do-gas-natural/#>. [Acesso em: 7 dez. 2023].
- [27] Gas Turbine World, “Microturbines and Micro Gas Turbines,” [Online]. Disponível em: <http://www.gasturbine-world.co.uk/microturbineguide.html>. [Acesso em: 23 out. 2023].
- [28] Barber-Nichels, “Selection of Turbine Type for S-CO₂ Applications .”
- [29] C. Barros, *Decisões de Investimento e Financiamento de Projectos*, 3rd ed. Lisboa: Edições Sílabo, 1995.

- [30] REN, “REN Data Hub” [Online]. Disponível em: <https://datahub.ren.pt/pt/gas-natural/mercado/>. [Acesso em: 10 set. 2024]
- [31] O. I. Joshua and B. A. Placidus, “Recent advances in the catalysis of steam reforming of methane (SRM),” *Int J Hydrogen Energy*, Jan. 2024.
- [32] European Parliamentary Research Service, “Types of Hydrogen,” [Online]. Disponível: https://www.youtube.com/watch?v=mBXu7_ClQg&t=2s&ab_channel=EuropeanParliamentaryResearchService. [Acesso em: 12 set. 2024].
- [33] K. C. Martin, “The potential of hydrogen for decarbonising steel production,” *European Parliament*, EU Member States, Dec. 14, 2020.
- [34] A. Elgowainy, “GREET Model for Hydrogen Life Cycle GHG Emissions,” Jun. 2022.
- [35] European Hydrogen Observatory, “Cost of Hydrogen Production”. [Online]. Disponível em: <https://observatory.clean-hydrogen.europa.eu/index.php/hydrogen-landscape/production-trade-and-cost/cost-hydrogen-production>. [Acesso em: 12 set. 2024].
- [36] J. Cihlar *et al.*, “Hydrogen Generation in Europe: Overview of Costs and Key Benefits,” Jul. 2020.
- [37] J. B. Cristello, J. M. Yang, R. Hugo, Y. Lee, and S. S. Park, “Feasibility Analysis of Blending Hydrogen into Natural Gas Networks,” *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 48, pp. 17605–17629, Feb. 2023.
- [38] Y. Su, J. Li, B. Yu, and Y. Zhao, “Numerical Investigation on the Leakage and Diffusion Characteristics of Hydrogen-blended Natural Gas in a Domestic Kitchen,” *Renew Energy*, vol. 189, pp. 899–916, Mar. 2022.
- [39] K. Topolski *et al.*, “Hydrogen Blending into Natural Gas Pipeline Infrastructure: Review of the State of Technology,” Oct. 2022.
- [40] S. Bellocchi, M. De Falco, M. Facchino, and M. Manno, “Hydrogen Blending in Italian Natural Gas Grid: Scenario Analysis and LCA,” *J Clean Prod*, vol. 416, Jun. 2023.
- [41] T. Isaac, “HyDeploy: The UK’s First Hydrogen Blending Deployment Project,” *Clean Energy*, vol. 3, pp. 114–125, May 2019.
- [42] HyDeploy, “HyDeploy Project: Project Close Down Report,” Jun. 2021.
- [43] M. Ozturk and I. Dincer, “A Comprehensive Review on Power-to-Gas with Hydrogen Options for Cleaner Applications,” *Int J Hydrogen Energy*, vol. 46, pp. 31511–31522, Jul. 2021.
- [44] Kiwa Technology, “Management Summary ‘Hydrogen in Natural Gas on Ameland.’”
- [45] B. Koo, Y. Ha, and H. Kwon, “Preliminary Evaluation of Hydrogen Blending into High-Pressure Natural Gas Pipelines through Hydraulic Analysis,” *Energy*, vol. 268, Jan. 2023.
- [46] J. Sánchez-Laínez *et al.*, “Enabling the Injection of Hydrogen in High-Pressure Gas Grids: Investigation of the Impact on Materials and Equipment,” *Int J Hydrogen Energy*, May 2023.

- [47] B. Silva, “Floene Abastece 82 Clientes no Seixal com 12 % de Hidrogénio na Rede de Gás,” *Jornal de Negócios*. [Online]. Disponível em: <https://www.jornaldenegocios.pt/empresas/energia/detalhe/floene-ja-abastece-82-clientes-no-seixal-com-12-de-hidrogenio-na-rede-de-gas>. [Acesso em: 19 nov. 2023].
- [48] Floene, “The Natural Energy of Hydrogen Has Already Reached Portuguese Homes”. [Online]. Disponível em: <https://floene.pt/en/green-pipeline-project/>. [Acesso em: 19 nov. 2023].
- [49] Floene, “Um Projeto Pioneiro,” <https://greenpipeline.pt/um-projeto-pioneiro/>.
- [50] B. C. Erdener *et al.*, “A Review of Technical and Regulatory Limits for Hydrogen Blending in Natural Gas Pipelines,” *Int J Hydrogen Energy*, vol. 48, pp. 5595–5617, Oct. 2022.
- [51] ERSE, “Proposta de Regulamentos do Sistema Nacional de Gás da Responsabilidade da DGGG - Armazenamento Subterrâneo, Terminal de GNL e Rede de Transporte,” Sep. 2021.
- [52] M. Ozturk, F. Sorgulu, N. Javani, and I. Dincer, “An Experimental Study on the Environmental Impact of Hydrogen and Natural Gas Blend Burning,” *Chemosphere*, vol. 329, Apr. 2023.
- [53] F. Sorgulu, M. Ozturk, N. Javani, and I. Dincer, “Experimental Investigation for Combustion Performance of Hydrogen and Natural Gas Fuel Blends,” *Int J Hydrogen Energy*, May 2023.
- [54] Y. Zhao, V. McDonell, and S. Samuelsen, “Influence of Hydrogen Addition to Pipeline Natural Gas on the Combustion Performance of a Cooktop Burner,” *Int J Hydrogen Energy*, vol. 44, pp. 12239–12253, Mar. 2019.
- [55] J. Fichtner, A. Gegner, J. Ninow, and J. Kapischke, “Hydrogen Enriched Natural Gas as Fuel for CHP Units,” *Int J Hydrogen Energy*, May 2023.
- [56] X. Zhan, Z. Chen, and C. Qin, “Effect of Hydrogen Blended Natural Gas on Combustion Stability and Emission of Water Heater Burner,” *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 37, Jun. 2022.
- [57] M. S. Boulahlib, F. Medaerts, and M. A. Boukhalfa, “Experimental Study of a Domestic Boiler Using Hydrogen Methane Blend and Fuel-Rich Staged Combustion,” *Int J Hydrogen Energy*, vol. 46, pp. 37628–37640, Jan. 2021.
- [58] R. De Robbio, “Innovative Combustion Analysis of a Micro-Gas Turbine Burner Supplied with Hydrogen-Natural Gas Mixtures,” in *Energy Procedia - 72nd Conference of the Italian Machines Engineering Association*, Lecce: Elsevier, Sep. 2017, pp. 858–866.
- [59] B. Ge *et al.*, “Experiment Study on the Combustion Performance of Hydrogen-Enriched Natural Gas in a DLE Burner,” *Int J Hydrogen Energy*, vol. 44, pp. 14023–14031, Mar. 2019.

- [60] Siemens Energy, ENGIE, and Centrax, “HYFLEXPOWER Consortium Successfully Operates a Gas Turbine with 100 Percent Renewable Hydrogen,” *Siemens Energy Joint Press Release*, Berlin, Oct. 13, 2023.
- [61] Siemens Energy, “SGT-400”. [Online]. Disponível: <https://www.siemens-energy.com/global/en/home/products-services/product/sgt-400.html#accordion-09cf297eea-item-36a690b73b>. [Acesso em: 22 jan. 2024].
- [62] Gunt Hamburg, *Instructions Manual ET792 Small Gas Turbine Demonstration Unit*. Barsbüttel, Germany.

APÊNDICES

Apêndice I – Resultados Experimentais

Tabela 0.1 - Registo dos Ensaio Experimentais com Propano.

Ensaio Experimentais com Propano						
Ensaio	1	2	3	4	5	6
Pressão Ambiente (bar)	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013
Caudal de Ar (kg/s)	0,076	0,078	0,075	0,075	0,090	0,090
Caudal de combustível (kg/h)	4,3	4,3	4,3	4,3	4,5	4,5
Temperatura do Gás (°C)	31,0	30,9	34,7	34,8	32,9	32,9
Pressão Injeção (bar rel)	-	-	0,52	0,52	-	-
Temperatura de Entrada no Compressor (°C)	37,4	37,3	39,1	39,1	39,2	39,4
Temperatura de Saída no Compressor (°C)	79,7	79,3	82,4	82,1	93,3	93,3
Perda de Carga na Câmara de Combustão (mbar)	6,6	5,8	7,7	5,7	9,8	8,8
Temperatura de Entrada na Turbina (°C)	795	794	794	798	779	777
Pressão de Entrada na Turbina (bar rel)	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência (°C)	606	607	611	615	590	591
Pressão de Entrada na Turbina de Potência (mbar rel)	68	69	68	70	93	92
Temperatura de Saída na Turbina de Potência (°C)	531	529	538	541	540	540
Velocidade de Rotação Gerador de Gases (rpm)	79800	79800	79500	80000	90200	90400
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência (rpm)	30000	30000	30000	30000	30000	30000
Potência Produzida (W)	109	103	92	103	321	323
Concentração de Oxigénio (%)	-	15,46	-	-	-	-
Concentração de NOx (ppm)	48	-	-	-	49	50
Ensaio	7	8	9	10	11	12
Pressão Ambiente (bar)	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013
Caudal de Ar (kg/s)	0,091	0,090	0,090	0,089	0,088	0,104
Caudal de combustível (kg/h)	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	5,0
Temperatura do Gás (°C)	32,7	33,1	33,2	36,4	35,9	33,8
Pressão Injeção (bar rel)	-	-	-	0,64	0,64	-
Temperatura de Entrada no Compressor (°C)	39,3	38,3	38,3	39,7	39,5	38,7
Temperatura de Saída no Compressor (°C)	93,7	92,5	92,5	93,3	91,9	103,7
Perda de Carga na Câmara de Combustão (mbar)	8,9	8,7	8,0	9,7	9,4	9,3
Temperatura de Entrada na Turbina (°C)	781	778	775	782	781	785
Pressão de Entrada na Turbina (bar rel)	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,7
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência (°C)	591	599	591	595	596	590
Pressão de Entrada na Turbina de Potência (mbar rel)	95	92	90	90	90	120
Temperatura de Saída na Turbina de Potência (°C)	540	540	541	542	540	544
Velocidade de Rotação Gerador de Gases (rpm)	91100	90100	89600	89800	89500	100000
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência (rpm)	30000	30000	30000	30000	30000	30000
Potência Produzida (W)	365	347	327	345	345	639

Concentração de Oxigênio (%)	15,82	15,85	-	-	-	-
Concentração de NOx (ppm)	-	-	51	-	-	51
Ensaio	13	14	15	16	17	18
Pressão Ambiente (bar)	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013
Caudal de Ar (kg/s)	0,103	0,103	0,117	0,119	0,118	0,115
Caudal de combustível (kg/h)	5,0	5,0	5,5	5,5	5,5	5,5
Temperatura do Gás (°C)	33,7	36,9	34,9	34,6	34,5	35,0
Pressão Injeção (bar rel)	-	0,78	-	-	-	-
Temperatura de Entrada no Compressor (°C)	38,7	40,7	38,8	39,6	38,9	39,5
Temperatura de Saída no Compressor (°C)	103,2	105,4	118,9	119,4	118,2	119,1
Perda de Carga na Câmara de Combustão (mbar)	9,3	11,0	11,9	10,9	11,3	11,3
Temperatura de Entrada na Turbina (°C)	786	787	800	805	800	799
Pressão de Entrada na Turbina (bar rel)	0,7	0,7	0,8	0,8	0,8	0,8
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência (°C)	590	593	600	605	599	600
Pressão de Entrada na Turbina de Potência (mbar rel)	119	117	152	157	154	152
Temperatura de Saída na Turbina de Potência (°C)	544	544	552	552	549	552
Velocidade de Rotação Gerador de Gases (rpm)	100100	100000	110300	111700	110500	109800
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência (rpm)	30000	30000	30000	30000	30000	30000
Potência Produzida (W)	644	660	1027	1083	1043	993
Concentração de Oxigênio (%)	15,84	-	15,85	-	15,78	-
Concentração de NOx (ppm)	-	-	-	54	-	51
Ensaio	19	20	21	22		
Pressão Ambiente (bar)	1,013	1,013	1,013	1,013		
Caudal de Ar (kg/s)	0,116	0,132	0,132	0,129		
Caudal de combustível (kg/h)	5,5	6,1	6,1	6,1		
Temperatura do Gás (°C)	38,0	35,7	35,5	38,5		
Pressão Injeção (bar rel)	0,96	-	-	1,16		
Temperatura de Entrada no Compressor (°C)	41,0	39,9	39,3	41,3		
Temperatura de Saída no Compressor (°C)	119,8	132,9	132,7	133,9		
Perda de Carga na Câmara de Combustão (mbar)	12,3	11,5	12,2	15,7		
Temperatura de Entrada na Turbina (°C)	803	818	819	824		
Pressão de Entrada na Turbina (bar rel)	0,8	1,0	1,0	1,0		
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência (°C)	603	620	619	623		
Pressão de Entrada na Turbina de Potência (mbar rel)	148	184	184	176		
Temperatura de Saída na Turbina de Potência (°C)	551	560	559	558		
Velocidade de Rotação Gerador de Gases (rpm)	109900	119800	120100	119700		
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência (rpm)	30000	30000	30000	30000		
Potência Produzida (W)	1034	1542	1508	1541		
Concentração de Oxigênio (%)	-	-	15,64	-		
Concentração de NOx (ppm)	-	56	-	-		

Tabela 0.2 - Registo dos Ensaios Experimentais com Gás Natural.

Ensaios Experimentais com Gás Natural						
Ensaios	1	2	3	4	5	6
Pressão Ambiente (bar)	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013
Caudal de Ar (kg/s)	0,075	0,077	0,09	0,091	0,104	0,104
Caudal de combustível (kg/h)	3,8	3,8	4,2	4,2	4,8	4,8
Temperatura do Gás (°C)	33,7	33,8	34,6	34,7	35,4	35,3
Pressão Injeção (bar rel)	0,66	0,66	0,8	0,80	0,97	0,97
Temperatura de Entrada no Compressor (°C)	39,3	38,5	38,9	39,9	39,7	39,3
Temperatura de Saída no Compressor (°C)	82,6	82,1	92,2	92,2	104,7	103,9
Perda de Carga na Câmara de Combustão (mbar)	7,1	7,1	9,3	9,6	10,6	8,9
Temperatura de Entrada na Turbina (°C)	790	786	777	775	783	782
Pressão de Entrada na Turbina (bar rel)	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência (°C)	608	605	590	590	588	587
Pressão de Entrada na Turbina de Potência (mbar rel)	69	68	93	91	118	119
Temperatura de Saída na Turbina de Potência (°C)	543	542	540	541	542	541
Velocidade de Rotação Gerador de Gases (rpm)	80000	80200	90200	90300	100000	100100
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência (rpm)	30000	30000	30000	30000	30000	30000
Potência Produzida (W)	121	138	378	404	695	684
Concentração de Oxigénio (%)	15,48	-	15,76	-	-	15,79
Concentração de NOx (ppm)	-	51	-	52	54	-
Ensaios	7	8	9	10		
Pressão Ambiente (bar)	1,013	1,013	1,013	1,013		
Caudal de Ar (kg/s)	0,116	0,116	0,130	0,131		
Caudal de combustível (kg/h)	5,3	5,3	6,1	6,1		
Temperatura do Gás (°C)	36,3	36,5	37,1	37,2		
Pressão Injeção (bar rel)	1,18	1,18	1,45	1,45		
Temperatura de Entrada no Compressor (°C)	40,6	41,0	41,0	40,5		
Temperatura de Saída no Compressor (°C)	119,1	119,8	133,8	134,0		
Perda de Carga na Câmara de Combustão (mbar)	12,6	12,7	13,6	12,5		
Temperatura de Entrada na Turbina (°C)	798	797	818	811		
Pressão de Entrada na Turbina (bar rel)	0,8	0,8	1,0	1,0		
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência (°C)	599	600	619	620		
Pressão de Entrada na Turbina de Potência (mbar rel)	151	150	182	183		
Temperatura de Saída na Turbina de Potência (°C)	549	550	557	558		
Velocidade de Rotação Gerador de Gases (rpm)	109800	110000	120300	120200		
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência (rpm)	30000	30000	30000	30000		
Potência Produzida (W)	1029	1033	1510	1530		
Concentração de Oxigénio (%)	15,7	-	15,54	-		
Concentração de NOx (ppm)	-	55	-	61		

Tabela 0.3 - Registo dos Ensaio Experimentais com Mistura de Gás Natural com 5% de Hidrogénio.

Ensaio Experimentais com Mistura de Gás Natural e 5% de Hidrogénio						
Ensaio	1	2	3	4	5	6
Pressão Ambiente (bar)	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013
Caudal de Ar (kg/s)	0,071	0,069	0,077	0,076	0,089	0,089
Caudal de combustível (kg/h)	3,6	3,6	3,7	3,7	4,1	4,1
Temperatura do Gás (°C)	36,5	36,6	37,9	37,8	35,1	35,3
Pressão Injeção (bar rel)	0,58	0,58	0,64	0,64	0,77	0,77
Temperatura de Entrada no Compressor (°C)	38,0	38,2	38,4	38,4	38,6	39,2
Temperatura de Saída no Compressor (°C)	75,9	76,0	82,1	82,1	91,5	92,0
Perda de Carga na Câmara de Combustão (mbar)	6,9	7,0	7,8	8,4	9,6	8,9
Temperatura de Entrada na Turbina (°C)	817	818	790	791	787	789
Pressão de Entrada na Turbina (bar rel)	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência (°C)	628	630	611	612	593	595
Pressão de Entrada na Turbina de Potência (mbar rel)	61	60	70	70	91	91
Temperatura de Saída na Turbina de Potência (°C)	538	538	547	547	534	537
Velocidade de Rotação Gerador de Gases (rpm)	74800	74900	80200	80000	90100	90400
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência (rpm)	30000	30000	30000	30000	30000	30000
Potência Produzida (W)	33	19	164	165	420	432
Concentração de Oxigénio (%)	15,07	-	-	15,47	15,66	-
Concentração de NOx (ppm)	-	38	40	-	-	50
Ensaio	7	8	9	10	11	12
Pressão Ambiente (bar)	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013
Caudal de Ar (kg/s)	0,104	0,104	0,117	0,117	0,131	0,131
Caudal de combustível (kg/h)	4,7	4,7	5,3	5,3	6,0	6,0
Temperatura do Gás (°C)	38,9	38,9	39,4	39,3	39,8	39,8
Pressão Injeção (bar rel)	0,95	0,95	1,16	1,16	1,44	1,44
Temperatura de Entrada no Compressor (°C)	38,7	39,1	39,5	39,0	40,4	40,2
Temperatura de Saída no Compressor (°C)	103,6	104,2	118,8	117,8	133,5	133,3
Perda de Carga na Câmara de Combustão (mbar)	10,6	10,3	11,9	14,2	14,9	15,3
Temperatura de Entrada na Turbina (°C)	787	785	800	799	826	825
Pressão de Entrada na Turbina (bar rel)	0,7	0,7	0,8	0,8	1,0	1,0
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência (°C)	591	592	602	602	630	628
Pressão de Entrada na Turbina de Potência (mbar rel)	116	118	147	148	185	183
Temperatura de Saída na Turbina de Potência (°C)	545	545	551	550	568	565
Velocidade de Rotação Gerador de Gases (rpm)	100000	99900	110200	110000	119800	120000
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência (rpm)	30000	30000	30000	30000	30000	30000
Potência Produzida (W)	748	760	1134	1128	1505	1535
Concentração de Oxigénio (%)	15,68	-	-	15,63	-	15,35
Concentração de NOx (ppm)	-	40	40	-	45	-

Tabela 0.4 - Registo dos Ensaio Experimentais com Mistura de Gás Natural com 10% de Hidrogénio.

Ensaio Experimentais com Mistura de Gás Natural e 10% de Hidrogénio						
Ensaio	1	2	3	4	5	6
Pressão Ambiente (bar)	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013
Caudal de Ar (kg/s)	0,077	0,077	0,089	0,089	0,103	0,106
Caudal de combustível (kg/h)	3,8	3,8	4,1	4,1	4,7	4,7
Temperatura do Gás (°C)	34,8	34,7	35,1	35,3	36,0	36,2
Pressão Injeção (bar rel)	0,66	0,66	0,79	0,79	0,96	0,96
Temperatura de Entrada no Compressor (°C)	38,2	38,2	38,6	39,2	39,4	39,3
Temperatura de Saída no Compressor (°C)	81,1	80,7	91,5	92,0	105,3	105,3
Perda de Carga na Câmara de Combustão (mbar)	6,5	7,4	9,6	8,9	10,8	10,7
Temperatura de Entrada na Turbina (°C)	801	803	787	789	790	788
Pressão de Entrada na Turbina (bar rel)	0,4	0,4	0,5	0,5	0,7	0,7
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência (°C)	610	611	593	595	593	592
Pressão de Entrada na Turbina de Potência (mbar rel)	70	71	91	91	119	116
Temperatura de Saída na Turbina de Potência (°C)	532	531	534	537	541	541
Velocidade de Rotação Gerador de Gases (rpm)	80500	80200	90100	90400	99600	100000
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência (rpm)	30000	30000	30000	30000	30000	30000
Potência Produzida (W)	158	161	420	432	715	725
Concentração de Oxigénio (%)	-	15,39	15,66	-	15,76	-
Concentração de NOx (ppm)	47	-	-	50	-	55
Ensaio	7	8	9	10	11	12
Pressão Ambiente (bar)	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013
Caudal de Ar (kg/s)	0,115	0,116	0,131	0,129	0,132	0,132
Caudal de combustível (kg/h)	5,1	5,1	5,9	5,9	6,0	6,0
Temperatura do Gás (°C)	37,0	37,1	40,4	40,4	32,4	32,3
Pressão Injeção (bar rel)	1,17	1,17	1,45	1,45	1,48	1,48
Temperatura de Entrada no Compressor (°C)	39,8	39,9	40,2	40,2	39,7	39,3
Temperatura de Saída no Compressor (°C)	119,3	119,6	134,4	133,7	131,5	130,4
Perda de Carga na Câmara de Combustão (mbar)	11,9	12,7	14,2	15,3	15,3	12,9
Temperatura de Entrada na Turbina (°C)	802	801	825	821	821	819
Pressão de Entrada na Turbina (bar rel)	0,8	0,8	1,0	1,0	1,0	1,1
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência (°C)	603	604	620	619	610	609
Pressão de Entrada na Turbina de Potência (mbar rel)	146	148	182	182	180	179
Temperatura de Saída na Turbina de Potência (°C)	542	542	545	544	531	529
Velocidade de Rotação Gerador de Gases (rpm)	109600	109800	120200	119900	120500	120300
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência (rpm)	30000	30000	30000	30000	30000	30000
Potência Produzida (W)	999	998	1345	1338	1549	1532
Concentração de Oxigénio (%)	15,74	-	-	15,43	-	-
Concentração de NOx (ppm)	-	59	66	-	-	-

Tabela 0.5 - Registo dos Ensaios Experimentais com Mistura de Gás Natural com 20% de Hidrogénio.

Ensaios Experimentais com Mistura de Gás Natural e 20% de Hidrogénio						
Ensaios	1	2	3	4	5	6
Pressão Ambiente (bar)	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013
Caudal de Ar (kg/s)	0,078	0,077	0,091	0,092	0,104	0,105
Caudal de combustível (kg/h)	3,8	3,8	4,1	4,1	4,4	4,4
Temperatura do Gás (°C)	29,0	28,8	30,2	30,5	31,8	31,5
Pressão Injeção (bar relativo)	0,69	0,69	0,83	0,83	0,99	0,99
Temperatura de Entrada no Compressor (°C)	35,8	35,4	35,7	35,6	36,8	36,5
Temperatura de Saída no Compressor (°C)	78,9	78,4	89,5	90,0	103,1	102,8
Perda de Carga na Câmara de Combustão (mbar)	5,3	5,1	7,5	8,2	9,8	8,6
Temperatura de Entrada na Turbina (°C)	795	793	777	779	780	778
Pressão de Entrada na Turbina (bar rel)	0,4	0,4	0,5	0,6	0,7	0,7
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência (°C)	608	608	590	590	586	586
Pressão de Entrada na Turbina de Potência (mbar rel)	75	72	95	94	123	123
Temperatura de Saída na Turbina de Potência (°C)	539	537	538	539	542	541
Velocidade de Rotação Gerador de Gases (rpm)	80200	80100	89900	89900	100300	99900
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência (rpm)	30000	30000	30000	30000	30000	30000
Potência Produzida (W)	136	115	385	364	665	696
Concentração de Oxigénio (%)	-	15,53	15,86	-	-	15,95
Concentração de NOx (ppm)	60	-	-	56	56	-
Ensaios	7	8	9	10		
Pressão Ambiente (bar)	1,013	1,013	1,013	1,013		
Caudal de Ar (kg/s)	0,118	0,119	0,133	0,134		
Caudal de combustível (kg/h)	5,1	5,1	5,7	5,7		
Temperatura do Gás (°C)	32,7	33,0	33,6	33,9		
Pressão Injeção (bar rel)	1,22	1,22	1,51	1,51		
Temperatura de Entrada no Compressor (°C)	37,0	37,5	37,4	37,1		
Temperatura de Saída no Compressor (°C)	117,0	117,8	131,7	132,4		
Perda de Carga na Câmara de Combustão (mbar)	11,3	11,5	13,8	14,4		
Temperatura de Entrada na Turbina (°C)	789	789	807,0	806,0		
Pressão de Entrada na Turbina (bar rel)	0,8	0,9	1,0	1,0		
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência (°C)	594	595	612	613		
Pressão de Entrada na Turbina de Potência (mbar rel)	154	153	181	180		
Temperatura de Saída na Turbina de Potência (°C)	546	548	555	557		
Velocidade de Rotação Gerador de Gases (rpm)	110000	110100	119900	119900		
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência (rpm)	30000	30000	30000	30000		
Potência Produzida (W)	1099	1103	1507	1517		
Concentração de Oxigénio (%)	15,95	-	15,76	-		
Concentração de NOx (ppm)	-	56	-	57		

Apêndice II – Desvios Resultados Experimentais

Tabela 0.6 - Desvios de GN Relativamente ao Propano.

Desvios de GN Relativamente ao Propano (%)						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Pressão Ambiente	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Caudal de Ar	0,00	1,12	0,65	-0,43	-0,38	0,13
Caudal de combustível	-11,21	-6,35	-4,75	-5,38	0,30	-5,04
Temperatura do Gás	2,74	1,71	1,58	2,25	1,60	1,96
Pressão Injeção	9,13	9,68	10,60	11,15	13,35	10,96
Temperatura de Entrada no Compressor	1,77	0,85	0,34	3,16	1,45	1,51
Temperatura de Saída no Compressor	1,82	-0,65	0,19	0,38	0,55	0,43
Perda de Carga Câmara de Combustão	10,08	4,23	-1,18	8,12	-0,63	3,55
Temperatura de Entrada na Turbina	-0,91	-0,34	-0,45	-0,37	-0,71	-0,56
Pressão de Entrada na Turbina	0,00	0,00	-5,84	0,00	0,00	-1,18
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência	-0,53	-0,62	-0,59	-0,17	-0,19	-0,42
Pressão de Entrada na Turbina de Potência	-0,02	0,08	-0,01	-0,09	0,10	0,01
Temperatura de Saída na Turbina de Potência	1,45	0,00	-0,46	-0,27	-0,27	0,08
Velocidade de Rotação Gerador de Gases	0,41	0,35	0,02	-0,20	0,32	0,16
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Potência Produzida	27,27	16,83	6,46	0,66	-0,68	3,36
Concentração de Oxigénio	0,13	-0,57	-0,32	-0,73	-0,64	-0,43
Concentração de NOx	6,25	4,00	5,88	7,84	8,93	6,64
Emissões CO ₂	-17,64	-13,23	-11,87	-12,40	-7,44	-12,14
Potência ao Veio	27,27	16,83	6,46	0,66	-0,68	3,36
Eficiência do Ciclo	50,45	30,94	17,31	11,66	3,94	13,40
Razão Ar/Combustível	12,63	7,98	5,66	5,23	-0,68	5,91
Excesso de Ar	3,46	-0,81	-2,94	-3,33	-8,76	-2,71

Tabela 0.7 - Desvios de GN5H Relativamente ao Propano.

Desvios de GN5H Relativamente ao Propano (%)						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Pressão Ambiente	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Caudal de Ar	0,66	-0,56	0,65	0,43	0,00	0,23
Caudal de combustível	-13,66	-9,69	-6,36	-4,11	-1,19	-6,44
Temperatura do Gás	15,22	3,33	11,78	10,53	8,84	9,90
Pressão Injeção	7,83	7,86	9,48	10,14	12,89	9,86
Temperatura de Entrada no Compressor	0,46	-0,43	-1,19	-0,76	0,33	-0,32
Temperatura de Saída no Compressor	1,51	-1,13	-0,19	-0,59	0,18	-0,09
Perda de Carga Câmara de Combustão	25,58	2,02	5,91	11,54	14,97	11,42
Temperatura de Entrada na Turbina	-0,60	1,20	0,00	-0,12	0,63	0,22
Pressão de Entrada na Turbina	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência	0,29	0,06	0,08	0,25	1,34	0,41
Pressão de Entrada na Turbina de Potência	0,12	-0,02	-0,15	-0,34	0,22	-0,03
Temperatura de Saída na Turbina de Potência	2,29	-0,93	0,18	-0,09	1,34	0,56
Velocidade de Rotação Gerador de Gases	0,41	0,35	-0,08	-0,02	0,03	0,11
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Potência Produzida	61,67	27,29	16,42	10,42	-0,68	9,81
Concentração de Oxigénio	0,06	-1,20	-1,01	-1,17	-1,85	-1,04
Concentração de NOx	-16,67	0,00	-21,57	-21,57	-19,64	-16,02
Emissões CO ₂	-20,28	-16,69	-13,76	-11,77	-9,13	-13,84
Potência ao Veio	61,67	27,29	16,42	10,42	-0,68	9,81
Eficiência do Ciclo	85,73	39,81	23,32	14,21	-0,30	15,95
Razão Ar/Combustível	16,59	10,11	7,49	4,73	1,21	7,71
Excesso de Ar	6,48	0,57	-1,83	-4,35	-7,57	-1,63

Tabela 0.8 - Desvios de GN10H Relativamente ao Propano.

Desvios de GN10H Relativamente ao Propano (%)						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Pressão Ambiente	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Caudal de Ar	1,32	-0,56	1,13	-0,86	0,00	0,13
Caudal de combustível	-11,40	-7,89	-5,85	-7,33	-2,19	-6,58
Temperatura do Gás	5,78	3,33	3,74	4,07	10,48	5,53
Pressão Injeção	9,13	9,07	10,04	10,64	14,04	10,79
Temperatura de Entrada no Compressor	-0,07	-0,43	-0,04	0,76	0,08	0,06
Temperatura de Saída no Compressor	0,03	-1,13	1,15	0,38	0,66	0,28
Perda de Carga Câmara de Combustão	7,75	2,02	8,95	5,13	9,84	6,89
Temperatura de Entrada na Turbina	0,85	1,20	0,38	0,12	0,33	0,57
Pressão de Entrada na Turbina	0,00	0,00	0,00	0,00	1,24	0,30
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência	0,12	0,06	0,25	0,50	-0,19	0,15
Pressão de Entrada na Turbina de Potência	0,16	-0,02	-0,10	-0,39	-0,05	-0,08
Temperatura de Saída na Turbina de Potência	-0,61	-0,93	-0,55	-1,63	-2,59	-1,27
Velocidade de Rotação Gerador de Gases	0,72	0,35	-0,23	-0,39	0,30	0,12
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Potência Produzida	56,76	27,29	11,17	-2,51	0,66	5,66
Concentração de Oxigénio	-0,45	-1,20	-0,51	-0,47	-1,34	-0,80
Concentração de NOx	-2,08	0,00	7,84	15,69	17,86	8,20
Emissões CO ₂	-18,79	-15,72	-13,98	-15,35	-10,72	-14,62
Potência ao Veio	56,76	27,29	11,17	-2,51	0,66	5,66
Eficiência do Ciclo	73,71	35,68	15,94	3,29	1,05	11,09
Razão Ar/Combustível	14,35	7,96	7,42	6,99	2,23	7,56
Excesso de Ar	3,83	-1,97	-2,46	-2,85	-7,17	-2,33

Tabela 0.9 - Desvios de GN20H Relativamente ao Propano.

Desvios de GN20H Relativamente ao Propano (%)						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Pressão Ambiente	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Caudal de Ar	1,97	2,23	1,13	1,72	1,91	1,78
Caudal de combustível	-11,24	-8,91	-11,05	-8,70	-6,78	-9,16
Temperatura do Gás	-12,02	-10,91	-9,05	-7,72	-7,70	-9,42
Pressão Injeção	11,09	11,49	11,71	13,18	16,11	12,93
Temperatura de Entrada no Compressor	-6,87	-8,75	-6,90	-5,82	-7,26	-7,12
Temperatura de Saída no Compressor	-2,75	-3,29	-1,10	-1,34	-0,84	-1,73
Perda de Carga Câmara de Combustão	-19,38	-13,42	-6,76	-2,56	7,36	-4,91
Temperatura de Entrada na Turbina	-0,16	-0,09	-0,89	-1,44	-1,69	-0,86
Pressão de Entrada na Turbina	0,00	3,30	0,00	2,76	0,00	1,18
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência	-0,29	-0,62	-0,85	-1,00	-0,11	-0,57
Pressão de Entrada na Turbina de Potência	0,44	0,30	0,38	0,17	-0,07	0,24
Temperatura de Saída na Turbina de Potência	0,61	-0,37	-0,46	-0,73	-0,54	-0,30
Velocidade de Rotação Gerador de Gases	0,47	-0,04	0,07	-0,07	0,03	0,07
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Potência Produzida	23,34	11,90	5,07	7,49	-1,20	4,26
Concentração de Oxigénio	0,45	0,06	0,69	0,85	0,77	0,57
Concentração de NOx	25,00	12,00	9,80	9,80	1,79	11,33
Emissões CO ₂	-20,08	-18,03	-19,98	-17,97	-16,31	-18,33
Potência ao Veio	23,34	11,90	5,07	7,49	-1,20	4,26
Eficiência do Ciclo	33,74	18,24	13,69	13,31	2,01	10,40
Razão Ar/Combustível	14,88	12,24	13,69	11,41	9,33	12,21
Excesso de Ar	2,55	0,19	1,49	-0,55	-2,41	0,17

Tabela 0.10 - Desvios de Propano Relativamente ao GN.

Desvios de Propano Relativamente ao GN (%)						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Pressão Ambiente	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Caudal de Ar	0,00	-1,10	-0,64	0,43	0,38	-0,13
Caudal de combustível	12,63	6,78	4,99	5,69	-0,30	5,31
Temperatura do Gás	-2,67	-1,68	-1,56	-2,20	-1,57	-1,93
Pressão Injeção	-8,37	-8,83	-9,58	-10,03	-11,77	-9,88
Temperatura de Entrada no Compressor	-1,74	-0,85	-0,34	-3,06	-1,43	-1,49
Temperatura de Saída no Compressor	-1,79	0,65	-0,19	-0,38	-0,55	-0,42
Perda de Carga Câmara de Combustão	-9,15	-4,06	1,20	-7,51	0,64	-3,43
Temperatura de Entrada na Turbina	0,92	0,34	0,45	0,38	0,72	0,56
Pressão de Entrada na Turbina	0,00	0,00	6,20	0,00	0,00	1,20
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência	0,54	0,62	0,60	0,17	0,19	0,42
Pressão de Entrada na Turbina de Potência	0,02	-0,08	0,01	0,09	-0,10	-0,01
Temperatura de Saída na Turbina de Potência	-1,43	0,00	0,46	0,27	0,27	-0,08
Velocidade de Rotação Gerador de Gases	-0,41	-0,35	-0,02	0,20	-0,32	-0,16
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Potência Produzida	-21,43	-14,41	-6,07	-0,65	0,68	-3,25
Concentração de Oxigénio	-0,13	0,57	0,32	0,73	0,64	0,43
Concentração de NOx	-5,88	-3,85	-5,56	-7,27	-8,20	-6,23
Emissões CO ₂	21,42	15,24	13,47	14,16	8,04	13,81
Potência ao Veio	-21,43	-14,41	-6,07	-0,65	0,68	-3,25
Eficiência do Ciclo	-33,53	-23,63	-14,76	-10,44	-3,79	-11,82
Razão Ar/Combustível	-11,21	-7,39	-5,36	-4,97	0,69	-5,58
Excesso de Ar	-3,35	0,82	3,02	3,45	9,61	2,78

Tabela 0.11 - Desvios de GN5H Relativamente ao GN.

Desvios de GN5H Relativamente ao GN (%)						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Pressão Ambiente	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Caudal de Ar	0,66	-1,66	0,00	0,86	0,38	0,10
Caudal de combustível	-2,76	-3,57	-1,69	1,34	-1,49	-1,47
Temperatura do Gás	12,15	1,59	10,04	8,10	7,13	7,78
Pressão Injeção	-1,20	-1,65	-1,01	-0,91	-0,41	-0,99
Temperatura de Entrada no Compressor	-1,29	-1,27	-1,52	-3,80	-1,10	-1,81
Temperatura de Saída no Compressor	-0,30	-0,49	-0,38	-0,96	-0,37	-0,52
Perda de Carga Câmara de Combustão	14,08	-2,12	7,18	3,16	15,71	7,60
Temperatura de Entrada na Turbina	0,32	1,55	0,45	0,25	1,35	0,78
Pressão de Entrada na Turbina	0,00	0,00	6,20	0,00	0,00	1,20
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência	0,82	0,68	0,68	0,42	1,53	0,83
Pressão de Entrada na Turbina de Potência	0,14	-0,09	-0,13	-0,26	0,13	-0,04
Temperatura de Saída na Turbina de Potência	0,83	-0,93	0,65	0,18	1,61	0,48
Velocidade de Rotação Gerador de Gases	0,00	0,00	-0,10	0,18	-0,29	-0,05
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Potência Produzida	27,03	8,95	9,35	9,70	0,00	6,24
Concentração de Oxigénio	-0,06	-0,63	-0,70	-0,45	-1,22	-0,61
Concentração de NOx	-21,57	-3,85	-25,93	-27,27	-26,23	-21,25
Emissões CO ₂	-3,20	-4,00	-2,14	0,73	-1,83	-1,94
Potência ao Veio	27,03	8,95	9,35	9,70	0,00	6,24
Eficiência do Ciclo	23,44	6,77	5,12	2,29	-4,07	2,25
Razão Ar/Combustível	3,51	1,98	1,72	-0,48	1,90	1,69
Excesso de Ar	2,91	1,39	1,14	-1,05	1,31	1,10

Tabela 0.12 - Desvios de GN10HN Relativamente ao GN.

Desvios de GN10HN Relativamente ao GN (%)						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Pressão Ambiente	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Caudal de Ar	1,32	-1,66	0,48	-0,43	0,38	0,00
Caudal de combustível	-0,20	-1,64	-1,16	-2,06	-2,48	-1,62
Temperatura do Gás	2,96	1,59	2,12	1,79	8,75	3,50
Pressão Injeção	0,00	-0,55	-0,50	-0,46	0,61	-0,15
Temperatura de Entrada no Compressor	-1,80	-1,27	-0,38	-2,33	-1,35	-1,43
Temperatura de Saída no Compressor	-1,76	-0,49	0,96	0,00	0,11	-0,14
Perda de Carga Câmara de Combustão	-2,11	-2,12	10,26	-2,77	10,54	3,22
Temperatura de Entrada na Turbina	1,78	1,55	0,83	0,50	1,04	1,14
Pressão de Entrada na Turbina	0,00	0,00	6,20	0,00	1,24	1,49
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência	0,66	0,68	0,85	0,67	0,00	0,57
Pressão de Entrada na Turbina de Potência	0,18	-0,09	-0,09	-0,30	-0,15	-0,09
Temperatura de Saída na Turbina de Potência	-2,03	-0,93	-0,09	-1,36	-2,33	-1,35
Velocidade de Rotação Gerador de Gases	0,31	0,00	-0,25	-0,18	-0,02	-0,04
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Potência Produzida	23,17	8,95	4,42	-3,15	1,35	2,22
Concentração de Oxigénio	-0,58	-0,63	-0,19	0,25	-0,71	-0,37
Concentração de NOx	-7,84	-3,85	1,85	7,27	8,20	1,47
Emissões CO ₂	-1,39	-2,87	-2,39	-3,36	-3,54	-2,82
Potência ao Veio	23,17	8,95	4,42	-3,15	1,35	2,22
Eficiência do Ciclo	15,46	3,62	-1,17	-7,49	-2,78	-2,04
Razão Ar/Combustível	1,52	-0,02	1,66	1,67	2,94	1,55
Excesso de Ar	0,36	-1,17	0,49	0,50	1,75	0,38

Tabela 0.13 - Desvios de GN20H Relativamente ao GN.

Desvios de GN20H Relativamente ao GN (%)						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Pressão Ambiente	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Caudal de Ar	1,97	1,10	0,48	2,16	2,30	1,64
Caudal de combustível	-0,02	-2,73	-6,61	-3,51	-7,06	-4,34
Temperatura do Gás	-14,37	-12,41	-10,47	-9,75	-9,15	-11,17
Pressão Injeção	1,79	1,65	1,01	1,82	2,44	1,78
Temperatura de Entrada no Compressor	-8,48	-9,52	-7,22	-8,70	-8,59	-8,50
Temperatura de Saída no Compressor	-4,49	-2,66	-1,29	-1,72	-1,38	-2,14
Perda de Carga Câmara de Combustão	-26,76	-16,93	-5,64	-9,88	8,05	-8,17
Temperatura de Entrada na Turbina	0,76	0,26	-0,45	-1,07	-0,98	-0,30
Pressão de Entrada na Turbina	0,00	3,30	6,20	2,76	0,00	2,39
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência	0,25	0,00	-0,26	-0,83	0,08	-0,15
Pressão de Entrada na Turbina de Potência	0,46	0,23	0,40	0,26	-0,17	0,23
Temperatura de Saída na Turbina de Potência	-0,83	-0,37	0,00	-0,45	-0,27	-0,38
Velocidade de Rotação Gerador de Gases	0,06	-0,39	0,05	0,14	-0,29	-0,09
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Potência Produzida	-3,09	-4,22	-1,31	6,79	-0,53	0,86
Concentração de Oxigénio	0,32	0,63	1,01	1,59	1,42	1,00
Concentração de NOx	17,65	7,69	3,70	1,82	-6,56	4,40
Emissões CO ₂	-2,96	-5,54	-9,20	-6,36	-9,59	-7,05
Potência ao Veio	-3,09	-4,22	-1,31	6,79	-0,53	0,86
Eficiência do Ciclo	-11,11	-9,70	-3,09	1,49	-1,85	-2,65
Razão Ar/Combustível	2,00	3,95	7,60	5,87	10,07	5,95
Excesso de Ar	-0,88	1,01	4,56	2,88	6,97	2,95

Tabela 0.14 - Desvios de Propano Relativamente ao GN5H.

Desvios de Propano Relativamente ao GN5H (%)						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Pressão Ambiente	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Caudal de Ar	-0,65	0,56	-0,64	-0,43	0,00	-0,23
Caudal de combustível	15,82	10,73	6,80	4,28	1,21	6,88
Temperatura do Gás	-13,21	-3,22	-10,54	-9,53	-8,12	-9,01
Pressão Injeção	-7,26	-7,29	-8,66	-9,20	-11,41	-8,98
Temperatura de Entrada no Compressor	-0,46	0,43	1,20	0,76	-0,33	0,32
Temperatura de Saída no Compressor	-1,49	1,14	0,19	0,59	-0,17	0,09
Perda de Carga Câmara de Combustão	-20,37	-1,98	-5,58	-10,34	-13,02	-10,25
Temperatura de Entrada na Turbina	0,60	-1,18	0,00	0,13	-0,63	-0,22
Pressão de Entrada na Turbina	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência	-0,29	-0,06	-0,08	-0,25	-1,32	-0,41
Pressão de Entrada na Turbina de Potência	-0,12	0,02	0,15	0,34	-0,22	0,03
Temperatura de Saída na Turbina de Potência	-2,24	0,93	-0,18	0,09	-1,32	-0,56
Velocidade de Rotação Gerador de Gases	-0,41	-0,35	0,08	0,02	-0,03	-0,11
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Potência Produzida	-38,15	-21,44	-14,10	-9,44	0,68	-8,93
Concentração de Oxigénio	-0,06	1,21	1,02	1,18	1,89	1,05
Concentração de NOx	20,00	0,00	27,50	27,50	24,44	19,07
Emissões CO ₂	25,44	20,04	15,95	13,34	10,05	16,06
Potência ao Veio	-38,15	-21,44	-14,10	-9,44	0,68	-8,93
Eficiência do Ciclo	-46,16	-28,47	-18,91	-12,45	0,30	-13,76
Razão Ar/Combustível	-14,23	-9,19	-6,97	-4,52	-1,19	-7,16
Excesso de Ar	-6,08	-0,56	1,87	4,55	8,19	1,66

Tabela 0.15 - Desvios de GN Relativamente ao GN5H.

Desvios de GN Relativamente ao GN5H (%)						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Pressão Ambiente	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Caudal de Ar	-0,65	1,69	0,00	-0,85	-0,38	-0,10
Caudal de combustível	2,83	3,70	1,72	-1,33	1,51	1,50
Temperatura do Gás	-10,83	-1,56	-9,13	-7,50	-6,66	-7,22
Pressão Injeção	1,21	1,68	1,02	0,92	0,41	1,00
Temperatura de Entrada no Compressor	1,30	1,29	1,54	3,95	1,12	1,84
Temperatura de Saída no Compressor	0,30	0,49	0,38	0,97	0,37	0,52
Perda de Carga Câmara de Combustão	-12,35	2,16	-6,70	-3,07	-13,58	-7,06
Temperatura de Entrada na Turbina	-0,32	-1,52	-0,45	-0,25	-1,33	-0,78
Pressão de Entrada na Turbina	0,00	0,00	-5,84	0,00	0,00	-1,18
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência	-0,82	-0,67	-0,68	-0,42	-1,51	-0,83
Pressão de Entrada na Turbina de Potência	-0,14	0,09	0,13	0,26	-0,13	0,04
Temperatura de Saída na Turbina de Potência	-0,82	0,93	-0,64	-0,18	-1,59	-0,47
Velocidade de Rotação Gerador de Gases	0,00	0,00	0,10	-0,18	0,29	0,05
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Potência Produzida	-21,28	-8,22	-8,55	-8,84	0,00	-5,87
Concentração de Oxigénio	0,06	0,64	0,70	0,45	1,24	0,62
Concentração de NOx	27,50	4,00	35,00	37,50	35,56	26,98
Emissões CO ₂	3,31	4,16	2,18	-0,72	1,87	1,98
Potência ao Veio	-21,28	-8,22	-8,55	-8,84	0,00	-5,87
Eficiência do Ciclo	-18,99	-6,34	-4,87	-2,24	4,24	-2,20
Razão Ar/Combustível	-3,39	-1,94	-1,69	0,48	-1,86	-1,66
Excesso de Ar	-2,83	-1,37	-1,12	1,06	-1,29	-1,09

Tabela 0.16 - Desvios de GN10HN Relativamente ao GN5H.

Desvios de GN10HN Relativamente ao GN5H (%)						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Pressão Ambiente	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Caudal de Ar	0,65	0,00	0,48	-1,28	0,00	-0,10
Caudal de combustível	2,63	2,00	0,55	-3,36	-1,01	-0,15
Temperatura do Gás	-8,19	0,00	-7,20	-5,84	1,51	-3,98
Pressão Injeção	1,21	1,12	0,51	0,46	1,02	0,85
Temperatura de Entrada no Compressor	-0,52	0,00	1,16	1,53	-0,25	0,38
Temperatura de Saída no Compressor	-1,46	0,00	1,35	0,97	0,49	0,38
Perda de Carga Câmara de Combustão	-14,20	0,00	2,87	-5,75	-4,47	-4,07
Temperatura de Entrada na Turbina	1,45	0,00	0,38	0,25	-0,30	0,35
Pressão de Entrada na Turbina	0,00	0,00	0,00	0,00	1,24	0,30
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência	-0,16	0,00	0,17	0,25	-1,51	-0,26
Pressão de Entrada na Turbina de Potência	0,05	0,00	0,04	-0,04	-0,27	-0,05
Temperatura de Saída na Turbina de Potência	-2,83	0,00	-0,73	-1,54	-3,88	-1,82
Velocidade de Rotação Gerador de Gases	0,31	0,00	-0,15	-0,36	0,27	0,00
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Potência Produzida	-3,04	0,00	-4,51	-11,72	1,35	-3,78
Concentração de Oxigénio	-0,52	0,00	0,51	0,70	0,52	0,24
Concentração de NOx	17,50	0,00	37,50	47,50	46,67	28,84
Emissões CO ₂	1,88	1,17	-0,26	-4,05	-1,74	-0,90
Potência ao Veio	-3,04	0,00	-4,51	-11,72	1,35	-3,78
Eficiência do Ciclo	-6,47	-2,95	-5,99	-9,57	1,35	-4,20
Razão Ar/Combustível	-1,92	-1,96	-0,06	2,15	1,02	-0,14
Excesso de Ar	-2,48	-2,52	-0,64	1,56	0,44	-0,71

Tabela 0.17 - Desvios de GN20H Relativamente ao GN5H.

Desvios de GN20H Relativamente ao GN5H (%)						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Pressão Ambiente	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Caudal de Ar	1,31	2,81	0,48	1,28	1,91	1,55
Caudal de combustível	2,81	0,86	-5,00	-4,79	-5,66	-2,91
Temperatura do Gás	-23,65	-13,78	-18,64	-16,52	-15,20	-17,58
Pressão Injeção	3,02	3,37	2,04	2,76	2,85	2,79
Temperatura de Entrada no Compressor	-7,29	-8,35	-5,78	-5,10	-7,57	-6,82
Temperatura de Saída no Compressor	-4,20	-2,18	-0,91	-0,76	-1,01	-1,63
Perda de Carga Câmara de Combustão	-35,80	-15,14	-11,96	-12,64	-6,62	-14,66
Temperatura de Entrada na Turbina	0,44	-1,27	-0,89	-1,31	-2,30	-1,08
Pressão de Entrada na Turbina	0,00	3,30	0,00	2,76	0,00	1,18
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência	-0,57	-0,67	-0,93	-1,25	-1,43	-0,97
Pressão de Entrada na Turbina de Potência	0,32	0,32	0,53	0,52	-0,29	0,27
Temperatura de Saída na Turbina de Potência	-1,65	0,56	-0,64	-0,64	-1,85	-0,86
Velocidade de Rotação Gerador de Gases	0,06	-0,39	0,15	-0,05	0,00	-0,04
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Potência Produzida	-23,71	-12,09	-9,75	-2,65	-0,53	-5,06
Concentração de Oxigénio	0,39	1,28	1,72	2,05	2,67	1,62
Concentração de NOx	50,00	12,00	40,00	40,00	26,67	32,56
Emissões CO ₂	0,26	-1,60	-7,22	-7,03	-7,90	-5,21
Potência ao Veio	-23,71	-12,09	-9,75	-2,65	-0,53	-5,06
Eficiência do Ciclo	-27,99	-15,43	-7,81	-0,79	2,32	-4,79
Razão Ar/Combustível	-1,46	1,93	5,77	6,38	8,02	4,18
Excesso de Ar	-3,69	-0,37	3,38	3,97	5,58	1,83

Tabela 0.18 - Desvios de Propano Relativamente ao GN10.

Desvios de Propano Relativamente ao GN10H (%)						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Pressão Ambiente	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Caudal de Ar	-1,30	0,56	-1,12	0,87	0,00	-0,13
Caudal de combustível	12,86	8,56	6,22	7,91	2,23	7,05
Temperatura do Gás	-5,47	-3,22	-3,60	-3,91	-9,49	-5,24
Pressão Injeção	-8,37	-8,32	-9,12	-9,62	-12,31	-9,74
Temperatura de Entrada no Compressor	0,07	0,43	0,04	-0,75	-0,08	-0,06
Temperatura de Saída no Compressor	-0,03	1,14	-1,14	-0,38	-0,66	-0,28
Perda de Carga Câmara de Combustão	-7,19	-1,98	-8,22	-4,88	-8,95	-6,44
Temperatura de Entrada na Turbina	-0,84	-1,18	-0,38	-0,12	-0,32	-0,57
Pressão de Entrada na Turbina	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,23	-0,29
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência	-0,12	-0,06	-0,25	-0,50	0,19	-0,15
Pressão de Entrada na Turbina de Potência	-0,16	0,02	0,10	0,39	0,05	0,08
Temperatura de Saída na Turbina de Potência	0,61	0,93	0,55	1,66	2,66	1,29
Velocidade de Rotação Gerador de Gases	-0,72	-0,35	0,23	0,39	-0,30	-0,12
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Potência Produzida	-36,21	-21,44	-10,05	2,58	-0,66	-5,35
Concentração de Oxigénio	0,45	1,21	0,51	0,48	1,36	0,80
Concentração de NOx	2,13	0,00	-7,27	-13,56	-15,15	-7,58
Emissões CO ₂	23,13	18,65	16,25	18,13	12,00	17,12
Potência ao Veio	-36,21	-21,44	-10,05	2,58	-0,66	-5,35
Eficiência do Ciclo	-42,43	-26,30	-13,75	-3,19	-1,04	-9,98
Razão Ar/Combustível	-12,55	-7,37	-6,90	-6,53	-2,19	-7,03
Excesso de Ar	-3,69	2,01	2,52	2,94	7,72	2,39

Tabela 0.19 - Desvios de GN Relativamente ao GN10H.

Desvios de GN Relativamente ao GN10H (%)						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Pressão Ambiente	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Caudal de Ar	-1,30	1,69	-0,48	0,43	-0,38	0,00
Caudal de combustível	0,20	1,66	1,17	2,11	2,54	1,65
Temperatura do Gás	-2,88	-1,56	-2,08	-1,75	-8,04	-3,38
Pressão Injeção	0,00	0,55	0,51	0,46	-0,61	0,15
Temperatura de Entrada no Compressor	1,83	1,29	0,38	2,38	1,37	1,45
Temperatura de Saída no Compressor	1,79	0,49	-0,95	0,00	-0,11	0,14
Perda de Carga Câmara de Combustão	2,16	2,16	-9,30	2,85	-9,53	-3,12
Temperatura de Entrada na Turbina	-1,75	-1,52	-0,82	-0,50	-1,03	-1,12
Pressão de Entrada na Turbina	0,00	0,00	-5,84	0,00	-1,23	-1,47
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência	-0,66	-0,67	-0,84	-0,66	0,00	-0,56
Pressão de Entrada na Turbina de Potência	-0,18	0,09	0,09	0,30	0,15	0,09
Temperatura de Saída na Turbina de Potência	2,07	0,93	0,09	1,38	2,39	1,37
Velocidade de Rotação Gerador de Gases	-0,31	0,00	0,25	0,18	0,02	0,04
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Potência Produzida	-18,81	-8,22	-4,24	3,25	-1,33	-2,17
Concentração de Oxigénio	0,58	0,64	0,19	-0,25	0,71	0,37
Concentração de NOx	8,51	4,00	-1,82	-6,78	-7,58	-1,44
Emissões CO ₂	1,41	2,96	2,45	3,47	3,67	2,90
Potência ao Veio	-18,81	-8,22	-4,24	3,25	-1,33	-2,17
Eficiência do Ciclo	-13,39	-3,49	1,18	8,10	2,86	2,09
Razão Ar/Combustível	-1,50	0,02	-1,63	-1,64	-2,85	-1,53
Excesso de Ar	-0,35	1,18	-0,49	-0,50	-1,72	-0,38

Tabela 0.20 - Desvios de GN5HN Relativamente ao GN10H.

Desvios de GN5HN Relativamente ao GN10H (%)						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Pressão Ambiente	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Caudal de Ar	-0,65	0,00	-0,48	1,30	0,00	0,10
Caudal de combustível	-2,56	-1,96	-0,54	3,48	1,02	0,15
Temperatura do Gás	8,92	0,00	7,76	6,21	-1,49	4,14
Pressão Injeção	-1,20	-1,11	-0,51	-0,46	-1,01	-0,84
Temperatura de Entrada no Compressor	0,52	0,00	-1,14	-1,51	0,25	-0,38
Temperatura de Saída no Compressor	1,48	0,00	-1,33	-0,96	-0,48	-0,38
Perda de Carga Câmara de Combustão	16,55	0,00	-2,79	6,10	4,68	4,24
Temperatura de Entrada na Turbina	-1,43	0,00	-0,38	-0,25	0,30	-0,35
Pressão de Entrada na Turbina	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,23	-0,29
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência	0,16	0,00	-0,17	-0,25	1,53	0,26
Pressão de Entrada na Turbina de Potência	-0,05	0,00	-0,04	0,04	0,27	0,05
Temperatura de Saída na Turbina de Potência	2,92	0,00	0,74	1,57	4,04	1,86
Velocidade de Rotação Gerador de Gases	-0,31	0,00	0,15	0,36	-0,27	0,00
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Potência Produzida	3,13	0,00	4,72	13,27	-1,33	3,93
Concentração de Oxigénio	0,52	0,00	-0,51	-0,70	-0,52	-0,24
Concentração de NOx	-14,89	0,00	-27,27	-32,20	-31,82	-22,38
Emissões CO ₂	-1,84	-1,16	0,26	4,23	1,77	0,91
Potência ao Veio	3,13	0,00	4,72	13,27	-1,33	3,93
Eficiência do Ciclo	6,92	3,04	6,37	10,58	-1,33	4,38
Razão Ar/Combustível	1,96	2,00	0,06	-2,11	-1,01	0,14
Excesso de Ar	2,55	2,59	0,64	-1,54	-0,43	0,72

Tabela 0.21 - Desvios de GN20H Relativamente ao GN10H.

Desvios de GN20H Relativamente ao GN10H (%)						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Pressão Ambiente	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Caudal de Ar	0,65	2,81	0,00	2,60	1,91	1,64
Caudal de combustível	0,18	-1,11	-5,52	-1,48	-4,70	-2,76
Temperatura do Gás	-16,83	-13,78	-12,33	-11,34	-16,46	-14,17
Pressão Injeção	1,79	2,22	1,52	2,29	1,82	1,93
Temperatura de Entrada no Compressor	-6,81	-8,35	-6,86	-6,52	-7,34	-7,18
Temperatura de Saída no Compressor	-2,78	-2,18	-2,23	-1,72	-1,49	-2,00
Perda de Carga Câmara de Combustão	-25,18	-15,14	-14,42	-7,32	-2,25	-11,04
Temperatura de Entrada na Turbina	-1,00	-1,27	-1,27	-1,56	-2,00	-1,42
Pressão de Entrada na Turbina	0,00	3,30	0,00	2,76	-1,23	0,88
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência	-0,41	-0,67	-1,10	-1,49	0,08	-0,71
Pressão de Entrada na Turbina de Potência	0,28	0,32	0,49	0,56	-0,02	0,32
Temperatura de Saída na Turbina de Potência	1,22	0,56	0,09	0,92	2,11	0,98
Velocidade de Rotação Gerador de Gases	-0,25	-0,39	0,30	0,32	-0,27	-0,04
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Potência Produzida	-21,32	-12,09	-5,49	10,27	-1,85	-1,33
Concentração de Oxigénio	0,91	1,28	1,21	1,33	2,14	1,37
Concentração de NOx	27,66	12,00	1,82	-5,08	-13,64	2,89
Emissões CO ₂	-1,59	-2,74	-6,98	-3,10	-6,27	-4,35
Potência ao Veio	-21,32	-12,09	-5,49	10,27	-1,85	-1,33
Eficiência do Ciclo	-23,01	-12,86	-1,94	9,71	0,96	-0,61
Razão Ar/Combustível	0,47	3,97	5,84	4,13	6,94	4,33
Excesso de Ar	-1,24	2,21	4,05	2,37	5,12	2,56

Tabela 0.22 - Desvios de Propano Relativamente ao GN20H.

Desvios de Propano Relativamente ao GN20H (%)						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Pressão Ambiente	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Caudal de Ar	-1,94	-2,19	-1,12	-1,69	-1,87	-1,74
Caudal de combustível	12,66	9,79	12,42	9,53	7,28	10,09
Temperatura do Gás	13,67	12,25	9,95	8,37	8,35	10,40
Pressão Injeção	-9,98	-10,31	-10,48	-11,64	-13,87	-11,45
Temperatura de Entrada no Compressor	7,37	9,58	7,41	6,17	7,83	7,66
Temperatura de Saída no Compressor	2,83	3,40	1,12	1,36	0,85	1,76
Perda de Carga Câmara de Combustão	24,04	15,50	7,25	2,63	-6,86	5,17
Temperatura de Entrada na Turbina	0,16	0,09	0,90	1,46	1,72	0,87
Pressão de Entrada na Turbina	0,00	-3,20	0,00	-2,68	0,00	-1,17
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência	0,29	0,62	0,85	1,01	0,11	0,57
Pressão de Entrada na Turbina de Potência	-0,44	-0,30	-0,38	-0,17	0,07	-0,24
Temperatura de Saída na Turbina de Potência	-0,60	0,37	0,46	0,73	0,54	0,30
Velocidade de Rotação Gerador de Gases	-0,47	0,04	-0,07	0,07	-0,03	-0,07
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Potência Produzida	-18,92	-10,64	-4,82	-6,97	1,21	-4,08
Concentração de Oxigénio	-0,45	-0,06	-0,69	-0,85	-0,76	-0,56
Concentração de NOx	-20,00	-10,71	-8,93	-8,93	-1,75	-10,18
Emissões CO ₂	25,12	21,99	24,97	21,91	19,49	22,44
Potência ao Veio	-18,92	-10,64	-4,82	-6,97	1,21	-4,08
Eficiência do Ciclo	-25,23	-15,43	-12,04	-11,75	-1,97	-9,42
Razão Ar/Combustível	-12,95	-10,90	-12,04	-10,24	-8,53	-10,88
Excesso de Ar	-2,49	-0,19	-1,47	0,55	2,47	-0,17

Tabela 0.23 - Desvios de GN Relativamente ao GN20H.

Desvios de GN Relativamente ao GN20H (%)						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Pressão Ambiente	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Caudal de Ar	-1,94	-1,09	-0,48	-2,11	-2,25	-1,62
Caudal de combustível	0,02	2,81	7,08	3,64	7,60	4,54
Temperatura do Gás	16,78	14,17	11,69	10,81	10,07	12,57
Pressão Injeção	-1,76	-1,63	-1,00	-1,79	-2,38	-1,75
Temperatura de Entrada no Compressor	9,27	10,52	7,78	9,53	9,40	9,29
Temperatura de Saída no Compressor	4,70	2,73	1,31	1,75	1,40	2,19
Perda de Carga Câmara de Combustão	36,54	20,38	5,98	10,96	-7,45	8,90
Temperatura de Entrada na Turbina	-0,76	-0,26	0,45	1,08	0,99	0,30
Pressão de Entrada na Turbina	0,00	-3,20	-5,84	-2,68	0,00	-2,34
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência	-0,25	0,00	0,26	0,84	-0,08	0,15
Pressão de Entrada na Turbina de Potência	-0,46	-0,23	-0,40	-0,26	0,17	-0,23
Temperatura de Saída na Turbina de Potência	0,84	0,37	0,00	0,46	0,27	0,39
Velocidade de Rotação Gerador de Gases	-0,06	0,39	-0,05	-0,14	0,29	0,09
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Potência Produzida	3,19	4,41	1,32	-6,36	0,53	-0,86
Concentração de Oxigénio	-0,32	-0,63	-1,00	-1,57	-1,40	-0,99
Concentração de NOx	-15,00	-7,14	-3,57	-1,79	7,02	-4,21
Emissões CO ₂	3,05	5,86	10,13	6,79	10,61	7,58
Potência ao Veio	3,19	4,41	1,32	-6,36	0,53	-0,86
Eficiência do Ciclo	12,50	10,74	3,19	-1,46	1,88	2,72
Razão Ar/Combustível	-1,96	-3,80	-7,06	-5,54	-9,15	-5,61
Excesso de Ar	0,89	-1,00	-4,36	-2,80	-6,51	-2,87

Tabela 0.24 - Desvios de GN5HN Relativamente ao GN20H.

Desvios de GN5HN Relativamente ao GN20H (%)						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Pressão Ambiente	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Caudal de Ar	-1,29	-2,73	-0,48	-1,27	-1,87	-1,52
Caudal de combustível	-2,73	-0,86	5,27	5,03	6,00	3,00
Temperatura do Gás	30,97	15,98	22,91	19,79	17,93	21,33
Pressão Injeção	-2,94	-3,26	-2,00	-2,69	-2,77	-2,72
Temperatura de Entrada no Compressor	7,87	9,12	6,14	5,37	8,19	7,32
Temperatura de Saída no Compressor	4,39	2,23	0,92	0,77	1,02	1,66
Perda de Carga Câmara de Combustão	55,77	17,83	13,59	14,47	7,09	17,17
Temperatura de Entrada na Turbina	-0,44	1,29	0,90	1,33	2,36	1,09
Pressão de Entrada na Turbina	0,00	-3,20	0,00	-2,68	0,00	-1,17
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência	0,58	0,68	0,94	1,26	1,45	0,98
Pressão de Entrada na Turbina de Potência	-0,32	-0,32	-0,53	-0,51	0,29	-0,27
Temperatura de Saída na Turbina de Potência	1,67	-0,56	0,65	0,64	1,89	0,86
Velocidade de Rotação Gerador de Gases	-0,06	0,39	-0,15	0,05	0,00	0,04
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Potência Produzida	31,08	13,75	10,80	2,72	0,53	5,32
Concentração de Oxigénio	-0,39	-1,26	-1,69	-2,01	-2,60	-1,59
Concentração de NOx	-33,33	-10,71	-28,57	-28,57	-21,05	-24,56
Emissões CO ₂	-0,26	1,63	7,78	7,56	8,58	5,50
Potência ao Veio	31,08	13,75	10,80	2,72	0,53	5,32
Eficiência do Ciclo	38,88	18,24	8,47	0,79	-2,26	5,03
Razão Ar/Combustível	1,48	-1,89	-5,46	-5,99	-7,43	-4,01
Excesso de Ar	3,83	0,38	-3,27	-3,82	-5,29	-1,80

Tabela 0.25 - Desvios de GN10H Relativamente ao GN20H.

Desvios de GN10H Relativamente ao GN20H (%)						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Pressão Ambiente	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Caudal de Ar	-0,65	-2,73	0,00	-2,53	-1,87	-1,62
Caudal de combustível	-0,18	1,13	5,84	1,50	4,93	2,84
Temperatura do Gás	20,24	15,98	14,06	12,79	19,70	16,51
Pressão Injeção	-1,76	-2,17	-1,50	-2,24	-1,78	-1,89
Temperatura de Entrada no Compressor	7,30	9,12	7,37	6,98	7,92	7,73
Temperatura de Saída no Compressor	2,86	2,23	2,28	1,75	1,51	2,04
Perda de Carga Câmara de Combustão	33,65	17,83	16,85	7,89	2,30	12,41
Temperatura de Entrada na Turbina	1,01	1,29	1,28	1,58	2,05	1,44
Pressão de Entrada na Turbina	0,00	-3,20	0,00	-2,68	1,24	-0,88
Temperatura de Entrada na Turbina de Potência	0,41	0,68	1,11	1,51	-0,08	0,72
Pressão de Entrada na Turbina de Potência	-0,28	-0,32	-0,48	-0,56	0,02	-0,32
Temperatura de Saída na Turbina de Potência	-1,21	-0,56	-0,09	-0,91	-2,07	-0,97
Velocidade de Rotação Gerador de Gases	0,25	0,39	-0,30	-0,32	0,27	0,04
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Potência Produzida	27,09	13,75	5,80	-9,31	1,88	1,34
Concentração de Oxigénio	-0,90	-1,26	-1,19	-1,32	-2,09	-1,35
Concentração de NOx	-21,67	-10,71	-1,79	5,36	15,79	-2,81
Emissões CO ₂	1,61	2,82	7,50	3,20	6,69	4,55
Potência ao Veio	27,09	13,75	5,80	-9,31	1,88	1,34
Eficiência do Ciclo	29,89	14,75	1,98	-8,85	-0,95	0,62
Razão Ar/Combustível	-0,47	-3,82	-5,52	-3,97	-6,49	-4,15
Excesso de Ar	1,25	-2,16	-3,89	-2,31	-4,87	-2,49

Apêndice III – Desvios Custos

Tabela 0.26 - Desvios de GN5H Relativamente ao GN.

Desvios de GN5H Relativamente ao GN (%)						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Custo Operacional Hidrogénio Cinzento	-1,25	-2,07	-0,17	2,91	0,04	0,05
Custo Operacional Hidrogénio Azul	-0,56	-1,38	0,53	3,64	0,74	0,76
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Mínimo SPPE	1,67	0,83	2,78	5,96	3,00	3,01
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Máximo SPPE	4,04	3,17	5,18	8,43	5,40	5,41
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Mínimo EHO	2,48	1,63	3,60	6,80	3,82	3,83
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Máximo EHO	10,03	9,11	11,23	14,67	11,46	11,48

Tabela 0.27 - Desvios de GN10HN Relativamente ao GN.

Desvios de GN10HN Relativamente ao GN (%)						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Custo Operacional Hidrogénio Cinzento	3,03	1,55	2,05	1,11	0,68	1,57
Custo Operacional Hidrogénio Azul	4,53	3,03	3,53	2,58	2,15	3,04
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Mínimo SPPE	9,33	7,76	8,28	7,29	6,83	7,77
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Máximo SPPE	14,42	12,77	13,32	12,29	11,81	12,79
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Mínimo EHO	11,06	9,47	10,00	8,99	8,53	9,48
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Máximo EHO	27,30	25,47	26,08	24,93	24,40	25,49

Tabela 0.28 - Desvios de GN20H Relativamente ao GN.

Desvios de GN20H Relativamente ao GN (%)						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Custo Operacional Hidrogénio Cinzento	7,15	4,24	0,09	3,41	-0,40	2,52
Custo Operacional Hidrogénio Azul	10,47	7,47	3,18	6,62	2,69	5,69
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Mínimo SPPE	21,08	17,80	13,10	16,86	12,56	15,85
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Máximo SPPE	32,36	28,77	23,64	27,75	23,04	26,64
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Mínimo EHO	24,93	21,54	16,70	20,58	16,13	19,53
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Máximo EHO	60,89	56,53	50,29	55,28	49,56	53,94

Tabela 0.29 - Desvios de GN Relativamente ao GN5H.

Desvios de GN Relativamente ao GN5H (%)						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Custo Operacional Hidrogénio Cinzento	1,27	2,12	0,17	-2,83	-0,04	-0,05
Custo Operacional Hidrogénio Azul	0,56	1,40	-0,53	-3,51	-0,74	-0,75
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Mínimo SPPE	-1,65	-0,82	-2,71	-5,62	-2,91	-2,93
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Máximo SPPE	-3,88	-3,08	-4,92	-7,77	-5,12	-5,13
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Mínimo EHO	-2,42	-1,60	-3,47	-6,37	-3,68	-3,69
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Máximo EHO	-9,11	-8,35	-10,10	-12,79	-10,28	-10,30

Tabela 0.30 - Desvios de GN10HN Relativamente ao GN5H.

Desvios de GN10HN Relativamente ao GN5H (%)						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Custo Operacional Hidrogénio Cinzento	4,34	3,70	2,23	-1,75	0,65	1,52
Custo Operacional Hidrogénio Azul	5,12	4,48	2,99	-1,02	1,40	2,27
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Mínimo SPPE	7,53	6,87	5,35	1,25	3,72	4,62
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Máximo SPPE	9,97	9,30	7,75	3,56	6,08	7,00
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Mínimo EHO	8,37	7,71	6,18	2,05	4,54	5,44
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Máximo EHO	15,70	14,99	13,35	8,95	11,60	12,56

Tabela 0.31 - Desvios de GN20H Relativamente ao GN5H.

Desvios de GN20H Relativamente ao GN5H (%)						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Custo Operacional Hidrogénio Cinzento	8,51	6,45	0,26	0,49	-0,43	2,47
Custo Operacional Hidrogénio Azul	11,08	8,98	2,64	2,87	1,93	4,90
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Mínimo SPPE	19,09	16,83	10,04	10,29	9,28	12,46
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Máximo SPPE	27,22	24,81	17,55	17,82	16,74	20,14
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Mínimo EHO	21,91	19,60	12,64	12,90	11,86	15,12
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Máximo EHO	46,23	43,46	35,11	35,42	34,18	38,09

Tabela 0.32 - Desvios de GN Relativamente ao GN10H.

Desvios de GN Relativamente ao GN10H (%)						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Custo Operacional Hidrogénio Cinzento	-2,94	-1,53	-2,01	-1,10	-0,68	-1,54
Custo Operacional Hidrogénio Azul	-4,34	-2,94	-3,41	-2,52	-2,10	-2,95
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Mínimo SPPE	-8,53	-7,20	-7,65	-6,79	-6,40	-7,21
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Máximo SPPE	-12,60	-11,33	-11,76	-10,94	-10,56	-11,34
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Mínimo EHO	-9,96	-8,65	-9,09	-8,25	-7,86	-8,66
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Máximo EHO	-21,44	-20,30	-20,69	-19,95	-19,61	-20,31

Tabela 0.33 - Desvios de GN5HN Relativamente ao GN10H.

Desvios de GN5HN Relativamente ao GN10H (%)						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Custo Operacional Hidrogénio Cinzento	-4,16	-3,57	-2,18	1,78	-0,64	-1,49
Custo Operacional Hidrogénio Azul	-4,87	-4,28	-2,90	1,03	-1,38	-2,22
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Mínimo SPPE	-7,00	-6,43	-5,08	-1,24	-3,59	-4,41
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Máximo SPPE	-9,07	-8,51	-7,19	-3,44	-5,73	-6,54
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Mínimo EHO	-7,73	-7,16	-5,82	-2,01	-4,34	-5,16
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Máximo EHO	-13,57	-13,04	-11,78	-8,21	-10,40	-11,16

Tabela 0.34 - Desvios de GN20H Relativamente ao GN10H.

Desvios de GN20H Relativamente ao GN10H (%)						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Custo Operacional Hidrogénio Cinzento	3,99	2,65	-1,92	2,27	-1,07	0,94
Custo Operacional Hidrogénio Azul	5,68	4,31	-0,34	3,93	0,53	2,57
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Mínimo SPPE	10,75	9,32	4,45	8,92	5,36	7,50
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Máximo SPPE	15,68	14,19	9,10	13,77	10,05	12,28
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Mínimo EHO	12,49	11,03	6,09	10,63	7,00	9,18
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Máximo EHO	26,39	24,75	19,20	24,30	20,23	22,67

Tabela 0.35 - Desvios de GN Relativamente ao GN20H.

Desvios de GN Relativamente ao GN20H (%)						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Custo Operacional Hidrogénio Cinzento	-6,67	-4,07	-0,09	-3,30	0,40	-2,46
Custo Operacional Hidrogénio Azul	-9,47	-6,95	-3,09	-6,20	-2,62	-5,39
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Mínimo SPPE	-17,41	-15,11	-11,58	-14,43	-11,15	-13,68
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Máximo SPPE	-24,45	-22,34	-19,12	-21,72	-18,73	-21,04
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Mínimo EHO	-19,96	-17,73	-14,31	-17,06	-13,89	-16,34
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Máximo EHO	-37,85	-36,11	-33,46	-35,60	-33,14	-35,04

Tabela 0.36 - Desvios de GN5HN Relativamente ao GN20H.

Desvios de GN5HN Relativamente ao GN20H (%)						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Custo Operacional Hidrogénio Cinzento	-7,84	-6,06	-0,26	-0,48	0,44	-2,41
Custo Operacional Hidrogénio Azul	-9,98	-8,24	-2,57	-2,79	-1,89	-4,67
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Mínimo SPPE	-16,03	-14,41	-9,12	-9,33	-8,49	-11,08
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Máximo SPPE	-21,40	-19,88	-14,93	-15,12	-14,34	-16,76
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Mínimo EHO	-17,97	-16,39	-11,22	-11,42	-10,60	-13,13
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Máximo EHO	-31,61	-30,29	-25,99	-26,16	-25,47	-27,58

Tabela 0.37 - Desvios de GN10H Relativamente ao GN20H.

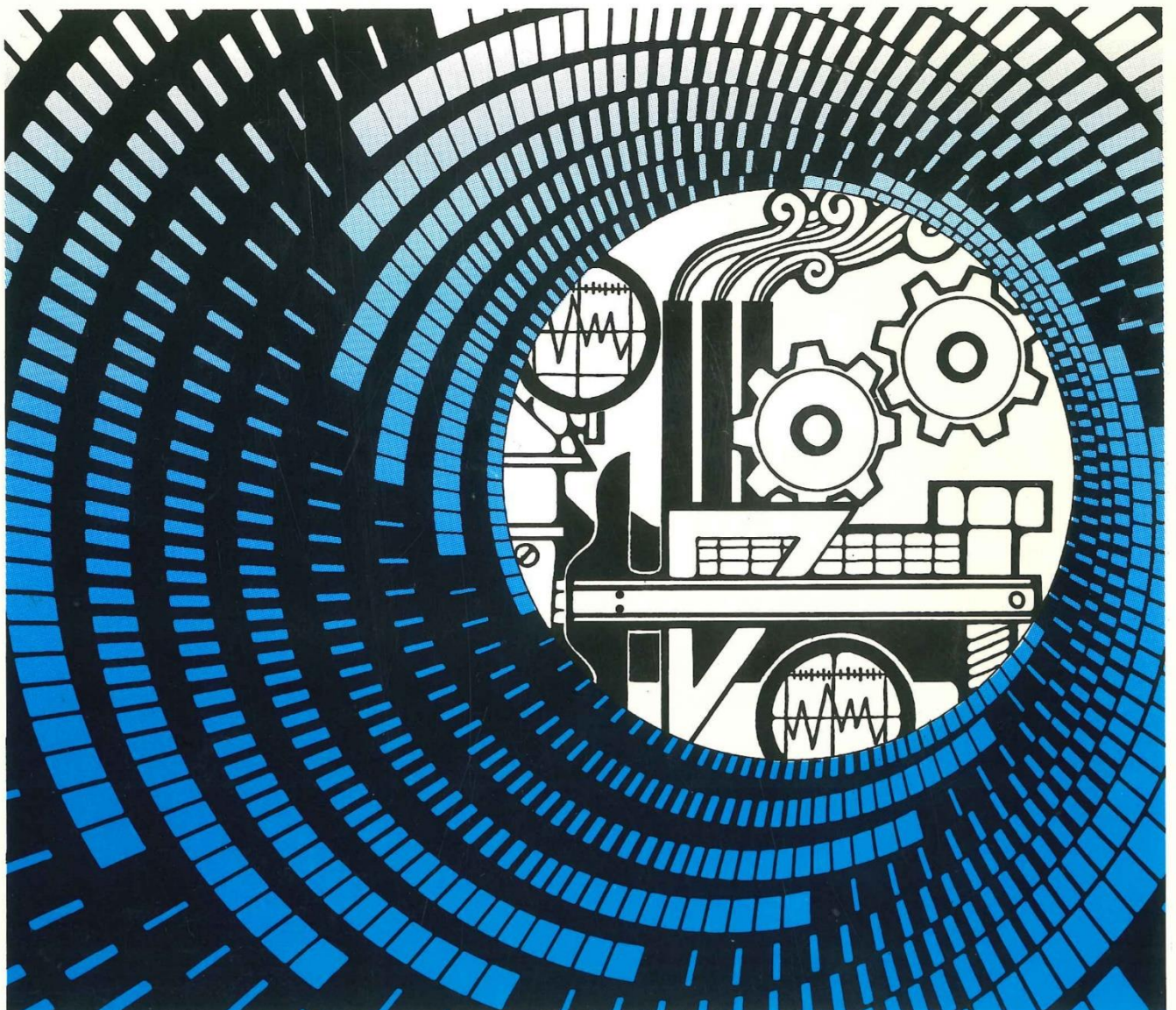
Desvios de GN10H Relativamente ao GN20H (%)						
Ensaio	80000	90000	100000	110000	120000	Média
Custo Operacional Hidrogénio Cinzento	-3,84	-2,58	1,96	-2,22	1,09	-0,93
Custo Operacional Hidrogénio Azul	-5,37	-4,13	0,34	-3,78	-0,52	-2,51
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Mínimo SPPE	-9,71	-8,53	-4,26	-8,19	-5,08	-6,98
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Máximo SPPE	-13,56	-12,42	-8,34	-12,10	-9,13	-10,94
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Mínimo EHO	-11,10	-9,94	-5,74	-9,61	-6,55	-8,41
Custo Operacional Hidrogénio Verde - Máximo EHO	-20,88	-19,84	-16,11	-19,55	-16,83	-18,48

ANEXOS

Anexo I - Manual da Bancada Experimental

Systeme für die technische Ausbildung
Equipment for Engineering Education

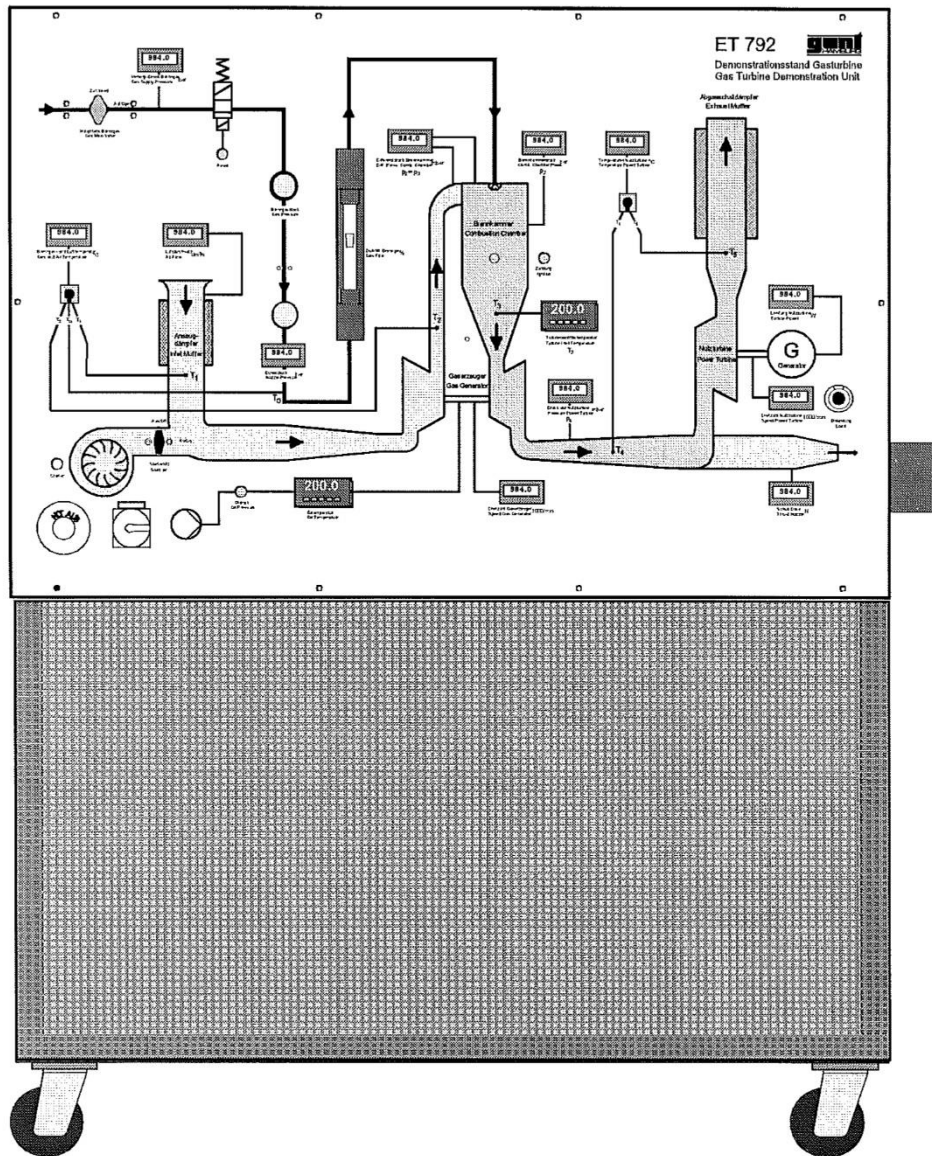
gunt
HAMBURG



Instructions Manual

ET792 Small Gas Turbine
 Demonstration Unit

G.U.N.T. Gerätebau GmbH
P.O. Box 1125
D-22881 Barsbüttel • Germany
Phone (040) 670854-0
Fax (040) 670854-42



Instructions Manual

Please read and follow the instructions before the first installation!



Table of Contents

1	Introduction.	1
2	System Description	3
2.1	Function	5
2.1.1	Gas Generator	5
2.1.2	Power Turbine and Generator	6
2.1.3	Jet Pipe and Thrust Nozzle.	7
2.1.4	Fuel System	7
2.1.5	Lubricating System	8
2.1.6	Starting and Ignition System.	8
2.2	Controls	10
2.3	Physical Layout	11
3	Safety Instructions	12
3.1	Hazards for Life and Limb	12
3.2	Special Safety Rules for Gas Operation.	13
3.3	Hazards for Unit and Function	14
4	The Open Gas Turbine Process	15
4.1	Depiction on the Total Heat-Entropy Diagram.	15
4.1.1	Thermal Efficiency.	16
4.1.2	Specific Capacity to Perform Work	17
4.1.3	Depiction on the p,v Diagram	18
4.2	2-Shaft Plant	20
4.3	Gas Turbine as Jet Engine	21
5	Setting Up and Maintaining the Gas Turbine.	22

5.1	Operation with Power Turbine	22
5.2	Operation as Jet Engine	24
5.3	Conversion to Thrust Mode (Jet Engine)	25
5.4	Maintenance	26
5.4.1	Lubricating Oil	26
5.4.2	Ignition Plug	26
6	Operation of the Gas Turbine.	27
6.1	Starting Preparations	27
6.2	Starting the Gas Turbine	28
6.3	Operation of the Gas Turbine	31
6.3.1	Loading the Power Turbine.	31
6.3.2	Recording Measured Values.	33
6.4	Shutting Down the Gas Turbine.	35
6.5	Faults and Fault Rectification.	36
7	Evaluation of Experiments	37
7.1	Determination of the Operating Point of the Compressor	37
7.2	Determination of the Power Turbine Output Power.	39
7.3	Determination of the Spec. Fuel Consumption	40
7.4	Determination of the Power Efficiency.	41
7.5	Determination of the Air Ratio	41
8	Appendix	43
8.1	Technical Data	43
8.2	Compressor Map	47
8.3	Working Sheet for Recording Measured Values	48
8.4	Index	49

1 Introduction

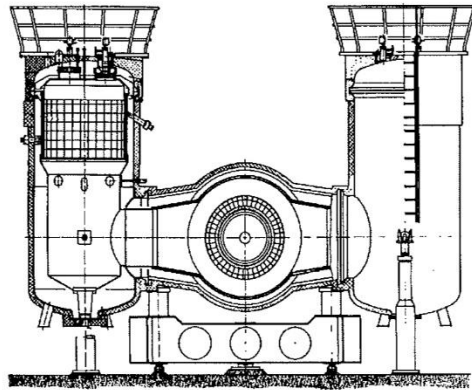
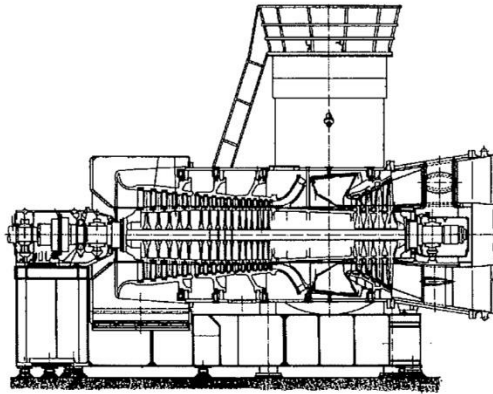


Fig. 1.1 Large Industrial Gas Turbine Plant with 56MW Power Rating

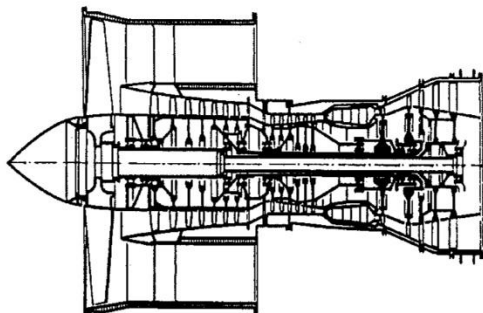


Fig. 1.2 Jet Engine for the Propulsion of an Aircraft

Using the **ET792 Gas Turbine Demonstration Unit**, the function and behaviour of a scale model gas turbine can be demonstrated and studied. Gas turbine plant are used to generate mechanical and electrical energy:

- Driving electricity generators in power stations
- Driving compressors and pumps in oil and gas production
- Driving ships, locomotives and heavy vehicles
- For the propulsion of aircraft with propeller and jet engines

Gas turbines are always used if high power density, low weight and quick starting are required. Contrary to piston engines, as fluid flow machines they permit high material flow rates in small dimensions. In this way light and, at the same time, powerful drives can be realised.

As the moving parts of a gas turbine only perform rotary motion, almost vibration free running can be achieved if the turbine is well balanced. Disadvantages are the high gas speeds and high noise emissions due to the simultaneous connection to the atmosphere.

In comparison to steam turbines, gas turbines work at higher temperatures but with lower pressures. The high temperatures particularly in the area of the turbine require particularly heat resistant materials.

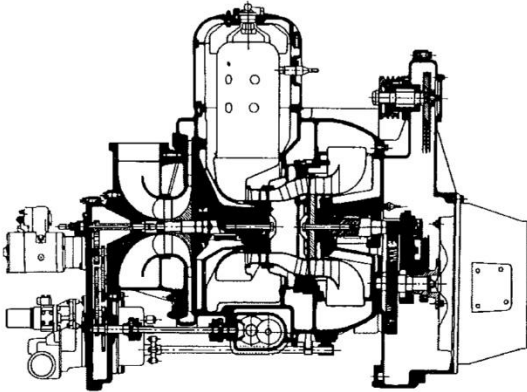


Fig. 1.3 2-Shaft Vehicle Turbine
with 200kW Power Rating

The demonstration unit is a two shaft system with radial compressors and turbines. The power turbine drives a generator for generating electrical power. In addition, the system can be used to demonstrate a single shaft jet engine. All components necessary for the operation of the system are combined in a compact arrangement on a trolley on castors. Operation with propane gas ensures clean, odour-less operation and good exhaust gas quality.

The system is of straightforward construction and is specially designed for training purposes. The control and display of all important process parameters is combined on a control panel. A clearly laid out process schema on the control panel eases the allocation of the measured values and assists in the performance of the experiment.

An optionally available PC data acquisition card with analysis software facilitates the on-line logging of all relevant process parameters and their graphic display.

Apart from the pure demonstration of the operating behaviour, it is also possible to perform qualitative investigations, such as the determination of the electrical power output, the spec. gas consumption or the system efficiency.

2 System Description

The demonstration unit contains a complete gas turbine system with the following subsystems:

- **Gas generator** consisting of a compressor (1), turbine (2), combustion chamber (3) and intake system with muffler (4)
- **Power turbine** (5) with exhaust muffler (6) and belt drive to the generator (it is also possible to fit a steel pipe with thrust nozzle instead of the power turbine).
- **Fuel system** consisting of a main valve (7), rapid action stop valve (8), pressure regulator (9), control valve (10) and burner nozzle
- **Ignition system** with ignition plug and ignition transformer
- **Lubricating system** consisting of a tank (11), oil pump (12), oil filter (13), pressure regulator (14) and thermostatically regulated oil cooler (15)
- **Generator** (16) with converter, ballast resistors and power indicator
- **Starter system** with starting fan (17) and change-over damper (18)
- **Measuring instruments and controls** with temperature, flow rate, speed and pressure measuring points and associated displays. These also include the safety components such as temperature and pressure limiters, oil pressure and oil temperature monitoring.

A process schema with all subsystems is given on the next page.

All rights reserved G.U.N.T. Gerätebau GmbH, Barsbüttel, Germany 04/00

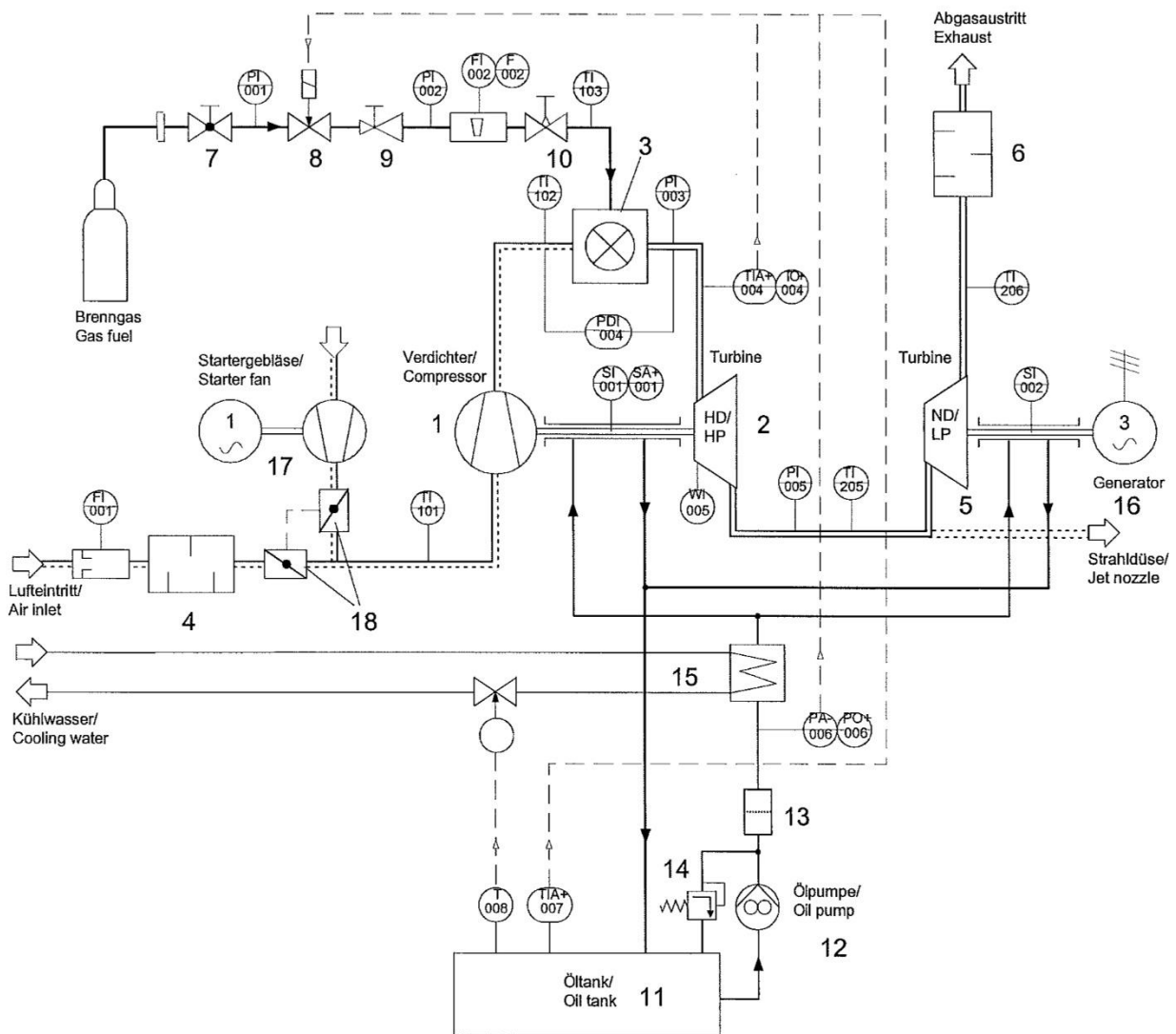


Fig. 2.1 Process Schema of the Gas Turbine Demonstration Unit

2.1 Function

2.1.1 Gas Generator

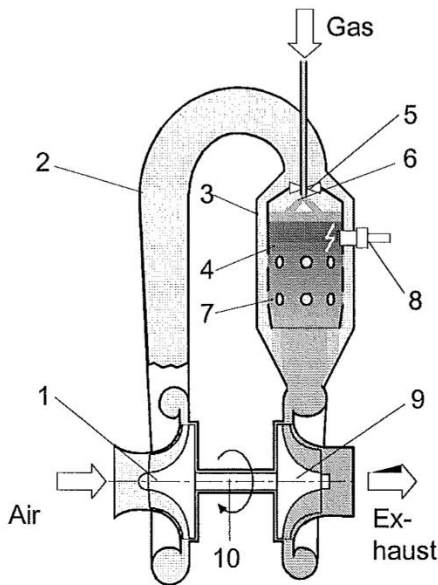


Fig. 2.2 Function Schema of a Gas Turbine

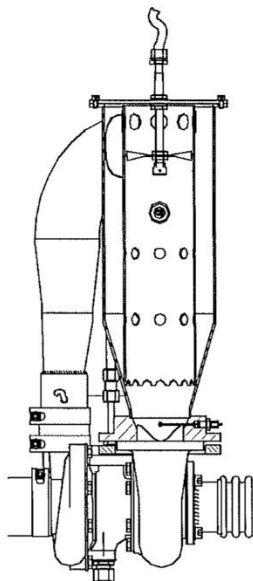


Fig. 2.3 Gas Generator

The core of the system is formed by the gas generator. This consists of a radial turbine with directly coupled radial compressor and a combustion chamber. The turbine and compressor, together with the bearing housing in-between, form a compact unit. This unit is normally used as a turbocharger on turbocharged engines.

The air drawn in is injected into the light alloy spiral housing by the compressor wheel rotating at high speed (1) (70000 - 130000 rpm). Here the speed of the air is converted into pressure. The compressed air is further slowed down in the diffuser (2) and then fed to the combustion chamber (3). At the inlet to the combustion chamber, part of the air is drawn off and fed to the front of the combustion chamber pipe (4). This primary air is used as combustion air for the fuel. A turbulence generator (5) sets the air in rotation and slows it down such that fuel (propane) injected in gaseous form via the combustion nozzle (6) can burn with a stable flame. The combustion pipe is cooled from outside by the secondary air. This is fed to the combustion chamber via holes (7) to cool the very hot combustion gases (approx. 2000°C) to the permitted turbine inlet temperature of 600 - 800°C. An ignition plug (8) is used to ignite the air-fuel mixture on starting.

From the combustion chamber, the combustion gases flow into the spiral housing on the turbine and are accelerated for entry into the radial wheel (9). In the turbine, the gases give up their energy to the wheel to drive the compressor. During this process, the gases are expanded and cooled to a large degree. They leave turbine at around 600°C

and can either be fed to the power turbine that follows, or to the thrust nozzle.

The turbine and compressor wheels are fitted to a common shaft (10) such that they are overhanging. The shaft is mounted in the bearing housing in plain bearings. Due to the very high speeds, the bearings have a floating intermediate sleeve. The lubricating oil for the pressure lubrication is also used as a coolant for the bearings that are subjected to high temperatures.

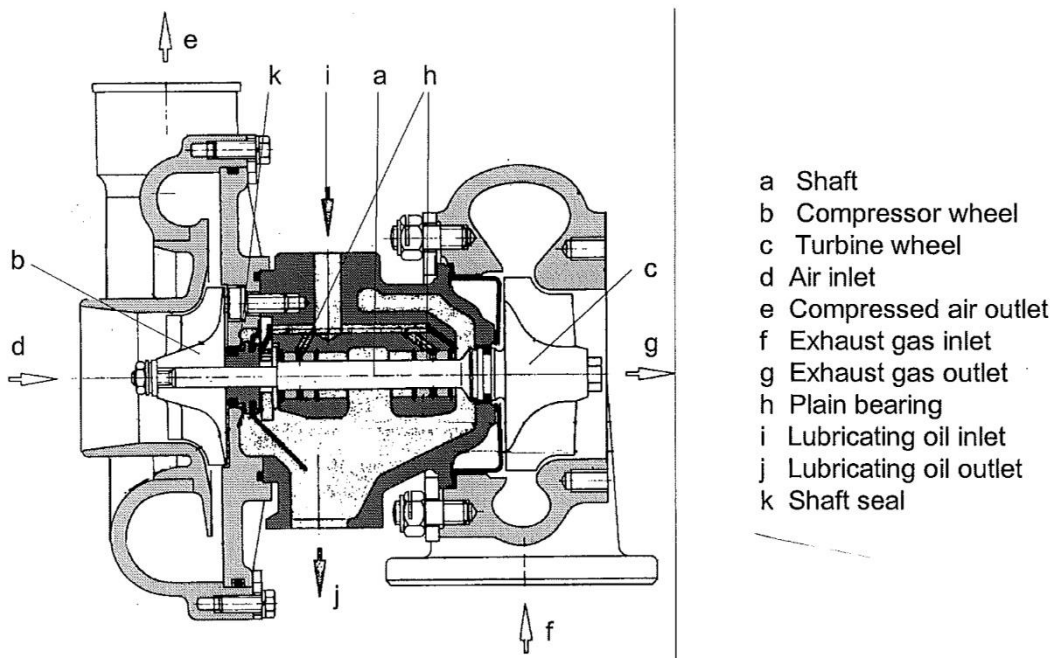


Fig. 2.4 Exhaust Gas Turbocharger

All rights reserved G.U.N.T. Gerätebau GmbH, Barsbüttel, Germany 04/00

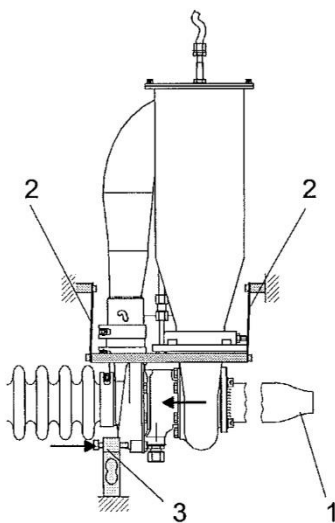
2.1.2 Power Turbine and Generator

A turbine from a turbocharger also serves as the power turbine. Instead of the compressor, here a belt drive is used to drive the generator. The highly reduction geared belt drive has a transmission ratio of 1:11 so that at a maximum turbine speed of 40000 rpm, a generator speed of approx. 3600 rpm is produced.

The power turbine is connected to the same oil circuit as the gas generator.

A three phase asynchronous motor is used as the generator. This is operated over synchronously, i.e. as a generator, using a frequency converter. The power generated is dissipated in resistors. At a turbine speed of 30000 rpm, a power output of min. 1kW can be generated.

2.1.3 Jet Pipe and Thrust Nozzle



In operation as a jet engine, the exhaust gases are expanded in the thrust nozzle (1) and, at the same time, accelerated. The gases exit freely from the jet nozzle. As the gas generator is mounted elastically on leaf springs (2), the thrust can be measured using an electrical force sensor (3).

Fig. 2.5 Thrust Measurement

2.1.4 Fuel System

Propane is used for the fuel. This has the advantage that in the case of ignition failure, no unburned fuel can collect in the system.

In addition, the low delivery pressure to the combustion chamber provides an effective self-regulating mechanism for the speed. With increasing speed, the pressure in the combustion chamber also increases. The lower pressure difference to the gas nozzle pressure automatically reduces the fuel feed. In this way the hazard normally present with gas turbines does not exist, and it is not

necessary to use a complex speed regulator . The main gas valve is fitted at the inlet of the gas to the system. After the main gas valve, the supply pressure is indicated. The rapid action stop valve shuts down the system immediately in the event of hazardous operating states. The nozzle pressure is adjusted using the pressure reducing valve. This is also indicated. The gas flow is indicated on a variable-area flowmeter. The regulator valve for the system power output then follows. From here the gas flows to the combustion chamber and is injected using a four-hole nozzle.

2.1.5 Lubricating System

The turbines place high requirements on the supply of lubricating oil. The oil collected in the lubricating oil tank is pumped through a primary oil filter and an oil cooler to the turbines by an electrically driven gear pump. A pressure limiting valve limits the oil pressure to max. 4 bar. An oil pressure switch interrupts the supply of gas for combustion as soon as the oil pressure drops below 2 bar. The oil temperature in the tank is indicated. The feed of gas for combustion is also interrupted at more than 100°C. The oil cooler is thermostatically regulated; the flow rate for the cooling water is regulated as a function of the oil temperature.

The return oil from the turbines runs back to the tank under gravity. Oil vapour produced is diverted to the intake and burnt in the gas turbine.

2.1.6 Starting and Ignition System

The starting system consists of a powerful fan and damper arrangement. On starting, the normal intake is closed using a damper and the connection to the starting fan opened. The damper arrangement is operated using a rotary knob on the front

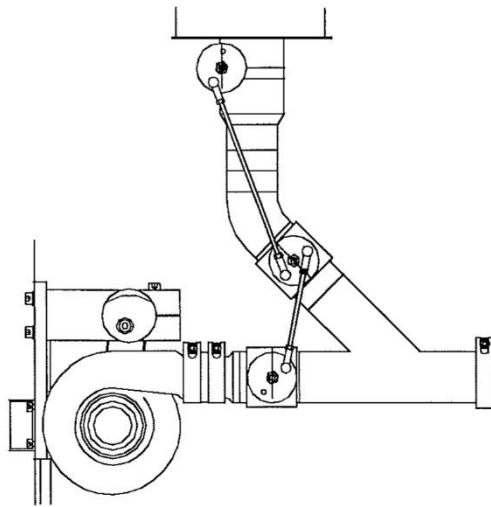


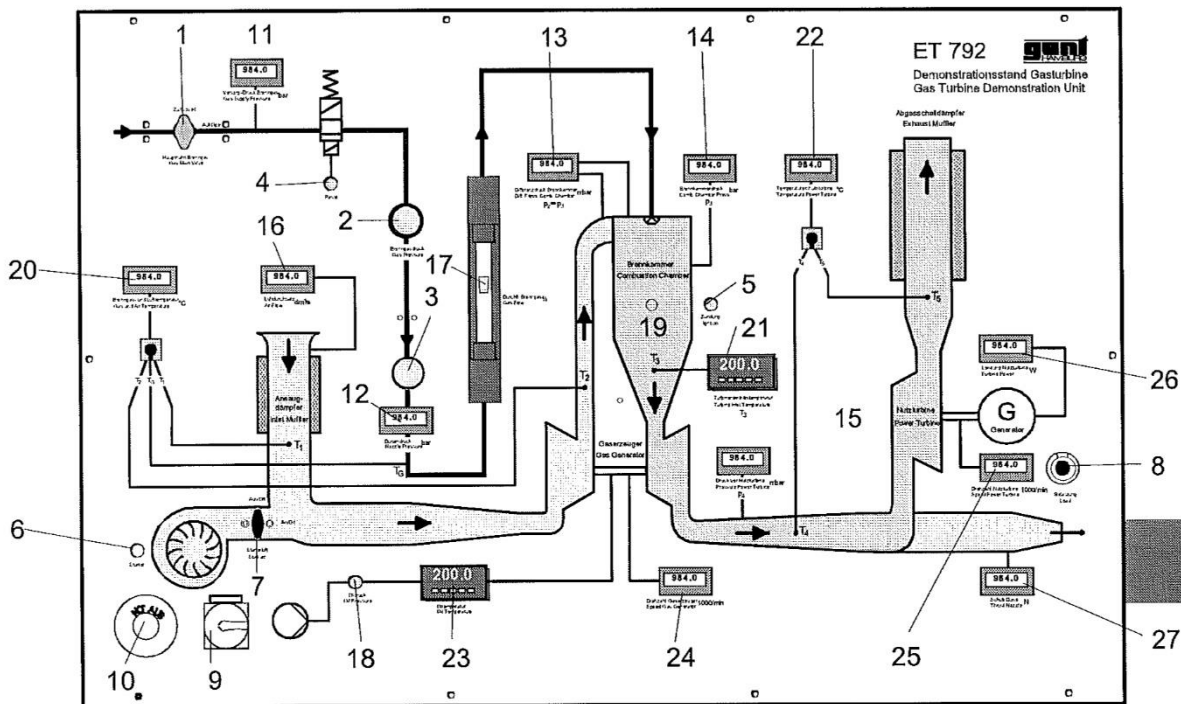
Fig. 2.6 Starting Fan with Flap Arrangement

panel. The starting fan replaces the compressor, which on starting does not yet function, and provides the air necessary for initial combustion. Once the turbine has reached a certain minimum speed, the compressor takes over the function and the starting fan can be switched off.

The ignition system consists of an ignition plug and an ignition transformer for the necessary ignition voltage. The ignition system is operated using a push button. At the same time, the feed of gas for combustion is enabled via the rapid action stop valve. The ignition system must be operated until ignition has occurred in the combustion chamber. This is indicated by increasing turbine inlet temperature. At more than 600°C, the gas feed remains enabled and the ignition can be switched off.

2.2 Controls

All controls and displays are fitted to the front panel. The function of the individual elements is largely self-explanatory due to printed labels.



Controls

- 1 Main gas valve
- 2 Gas pressure regulator
- 3 Gas control valve
- 4 Rapid shut down button
- 5 Ignition button
- 6 Starting fan switch
- 7 Change-over damper rotary knob for starting air
- 8 Potentiometer for generator load
- 9 Master switch
- 10 Emergency Stop switch

Displays

- 11 Gas supply pressure (bottle pressure)
- 12 Gas nozzle pressure
- 13 Differential pressure, combustion chamber $p_2 - p_3$
- 14 Pressure before the turbine p_3
- 15 Pressure before the power turbine p_4
- 16 Air flow rate, speed at the inlet
- 17 Gas flow rate
- 18 Oil pressure indicator lamp
- 19 Ignition indicator lamp
- 20 Temperatures, air inlet T_1 , gas inlet T_g and after compressor T_2
- 21 Temperature, turbine inlet T_3
- 22 Temperatures, power turbine inlet T_4 and power turbine outlet T_5
- 23 Oil temperature
- 24 Speed, gas generator n_1
- 25 Speed, power turbine n_2
- 26 Power, generator P_{el}
- 27 Thrust S

2.3 Physical Layout

All system components are arranged in a steel frame. The frame is closed towards the front by the front panel. The other sides are closed by removable perforated sheets. These ensure good cooling and ventilation together with protection against contact with hot or rotating parts.

The following figure shows the layout of the components with the front panel removed.

All rights reserved G.U.N.T. Gerätebau GmbH, Barsbüttel, Germany 04/00

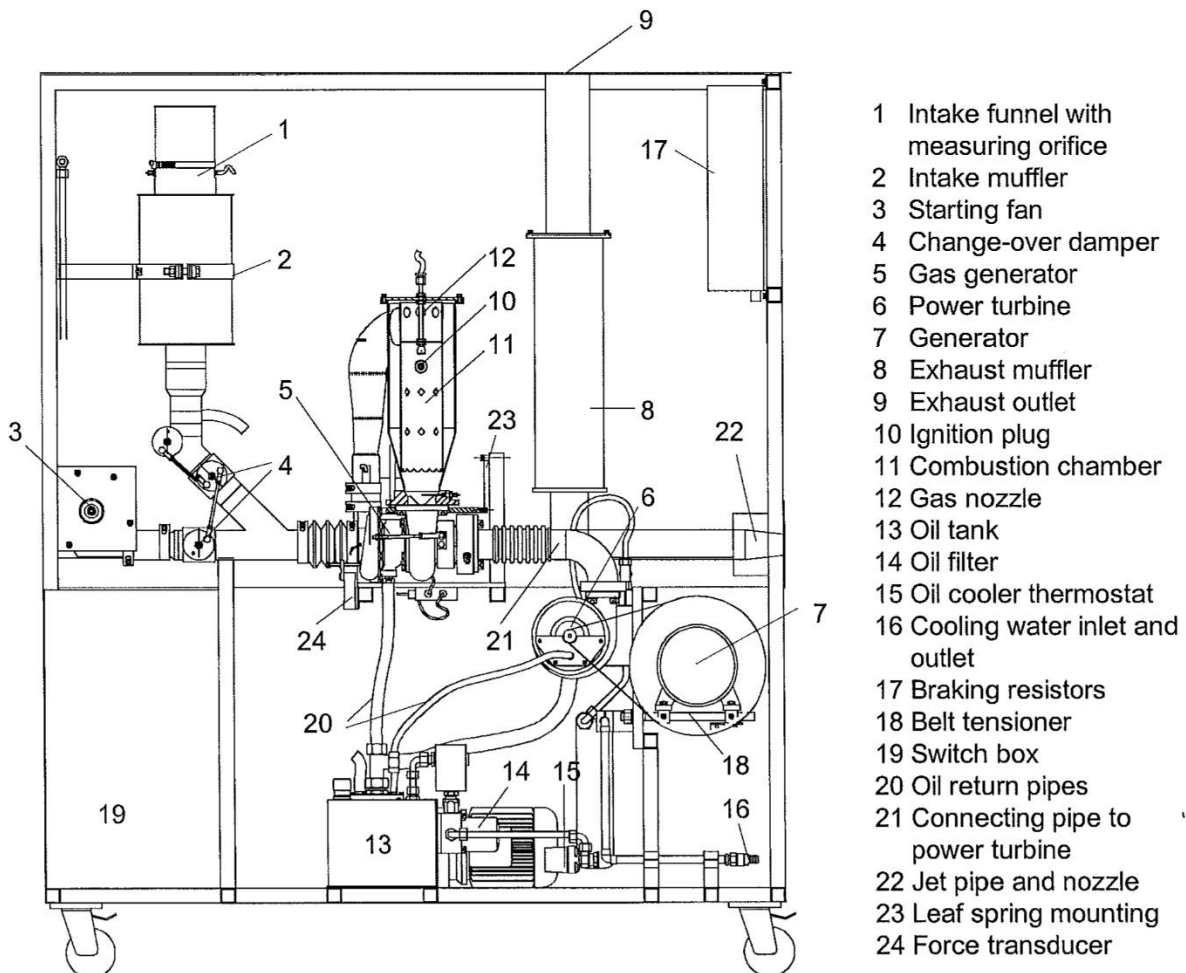


Fig. 2.7 Physical Layout of the Gas Turbine System

3 Safety Instructions

It is imperative that the following instructions are observed for the hazard-free and safe operation of the unit.

All persons involved in the use of this unit, particularly students, are to be made aware of these safety instructions.

3.1 Hazards for Life and Limb



DANGER

Only operate the system with the guards fitted. Within the system there are rotating, hot components and components carrying high voltages.

The rear and side guards are only permitted to be removed for maintenance tasks with the system switched off.



DANGER



RISK OF ELECTRIC SHOCK!

Caution, high voltage.

- Prior to opening the switch cupboard, unplug from the mains.
- Work on the electrical system is only to be performed by suitably qualified personnel.
- Protect electrical system from moisture, splashes and melt water.



DANGER



RISK OF BURNS!

- Do not touch hot gas fittings or any exhaust pipe used for the gas turbine when in operation!
- Exercise caution in respect of the hot exhaust jet during operation without an exhaust pipe.
- In the case of operation as a jet engine, fit barriers at a distance of 5m. Exhaust jet has very high temperature of 500 - 700°C.

RISK OF POISONING!



DANGER

Risk of CO or CO₂ poisoning!

Do not operate system without exhaust pipe in closed, unventilated rooms.



DANGER

RISK OF HEARING DAMAGE!

During operation as jet engine (open outlet from thrust nozzle) a very high noise level is generated due to the principle of operation (<110 dB (A)). Here it is imperative that suitable hearing protection is worn.

3.2 Special Safety Rules for Gas Operation.



DANGER



RISK OF EXPLOSION!

In the case of gas escape, do not use open flames and avoid causing sparks. Do not switch electrical loads on or off.

- Check system for **leaks in the gas pipes** prior to operation.
- In case of suspicion of **gas escape or if there is a smell of gas**, first close the gas valve on the gas bottle and then switch off the system. Only place the system back in operation after the cause of the gas escape has been found and rectified.
- Replace worn or brittle gas hoses and fittings.
- **Only store gas bottles in well ventilated rooms or outdoors.**

As gas is heavier than air and collects on the floor, it is not permitted to store gas bottles in trays or recesses in the floor. Closed rooms must have ventilation openings at floor level.

3.3 Hazards for Unit and Function



ATTENTION! The system must not be operated unsupervised.



RISK OF FIRE! Do not bring flammable materials into contact with the hot exhaust gas pipe or place them in the exhaust jet.

Especially in the case of **operation as a jet engine**, the outlet area is to be kept clear of flammable or heat-sensitive materials.

Minimum separation to flammable materials in the direction of the exhaust jet: 10m.



RISK OF FIRE! In the case of oil leakage at the turbine, oil can catch fire on the hot turbine housing.

ATTENTION! During the operation of the system a suitable fire extinguisher is to be kept at hand.



ATTENTION! On the occurrence of critical operating states (over speed, over temperature, leaks, etc), always operate the rapid action stop valve first. To avoid interrupting the lubrication of the turbines on run down, only switch off the electrical system once the turbines are at standstill.



ATTENTION! The system is not suitable for operation outdoors.

The system is to be operated in dry, dust-free and well ventilated rooms.

In particular, attention is to be paid to good ventilation as the system has an air consumption of 300 m³/h.



04/00

All rights reserved G.U.N.T. Gerätebau GmbH, Barsbüttel, Germany

4 The Open Gas Turbine Process

The functional gas turbine model uses an open **circulatory process** in which the working medium is extracted from the surrounding environment and later returned to it.

During this process the working medium, air, is subjected to the following changes of state:

- **Adiabatic compression** of the cold air, using a compressor (1), from ambient pressure p_1 to pressure p_2 and the associated increase in temperature from T_1 to T_2 .
- **Isobaric heating** of the air from T_2 to T_3 through the addition of heat. Heat is added by burning fuel with the oxygen from the air in the combustion chamber (2).
- **Adiabatic expansion** of the hot air in a turbine (3) from pressure p_2 to p_1 with a temperature drop from T_3 to T_4 .

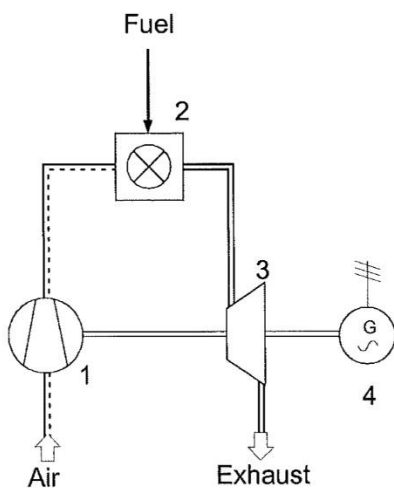


Fig. 4.1 Simple Open Gas Turbine Plant

In a closed circulatory process the working medium would need to be isobarically cooled back down to the inlet temperature T_1 . With an open circulatory process the residual heat is also given off to the surrounding environment.

The **mechanical power** extracted using the turbine is partly used to drive the compressor, and is partly available as useful power. This power can be utilised, for example, to operate a generator (4).

4.1 Depiction on the Total Heat-Entropy Diagram

To be able to better evaluate the relationships in the circulatory process, it is useful to depict the process on a total heat-entropy diagram, the so-called T,s diagram. On this diagram the temperature of the working medium is plotted against the spec. entropy.

All rights reserved G.U.N.T. Gerätebau GmbH, Barsbüttel, Germany

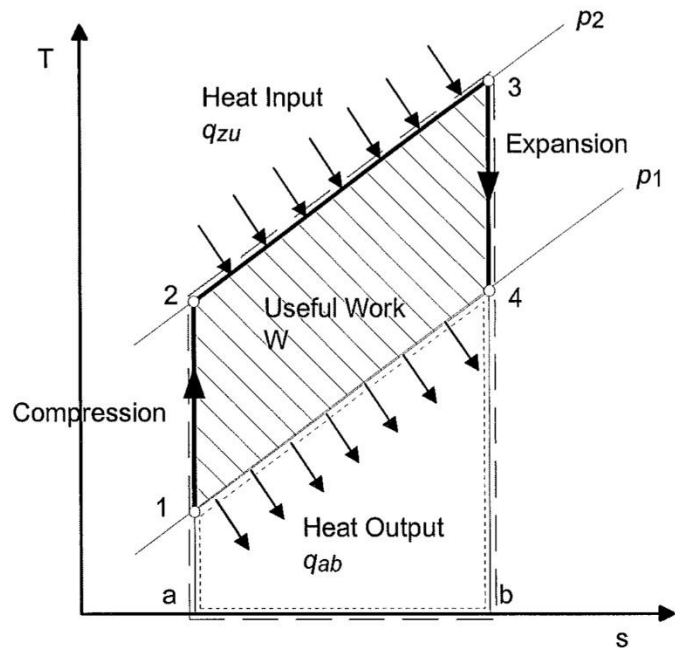


Fig. 4.2 T,s-Diagram of the Gas Turbine Process

On the T,s diagram, the amounts of heat can be depicted as areas. The useful work is given by the difference between the amount of heat supplied, the area a,2,3,b, and the amount of heat drawn off, area 4,b,a,1.

Using the T,s diagram, questions on the thermal efficiency and capacity of the process to perform work can be investigated. Both the temperature ratios and also the pressure ratio $\pi = \frac{p_2}{p_1}$ are of significance here.

4.1.1 Thermal Efficiency

The thermal efficiency is given by the relationship of the heat supplied to the mechanical work. Assuming that the working medium has a constant capacity to perform work, the thermal efficiency is given by:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}.$$

With an average value for $\kappa = 1.4$ this equation yields:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\pi^{0.285}}.$$

It can be seen that the efficiency is only dependent on the pressure ratio π . The highest temperature in the process, the turbine inlet pressure T_3 does not have any influence on the thermal efficiency.

4.1.2 Specific Capacity to Perform Work

The following relationship applies for the spec. capacity to perform work:

$$w_N = c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\pi^{0.285}}\right) - c_p T_1 (\pi^{0.285} - 1).$$

It can be seen that, apart from the pressure ratio, the intake and turbine inlet temperature are of significance. The intake temperature is generally determined by the ambient conditions. The turbine inlet temperature T_3 should be selected such that it is as high as possible. In practice it is limited by the thermal stability of the turbine blades. Thus the pressure ratio π is also in this case the decisive factor.

The **power output** of the plant is given by multiplying the specific capacity to perform work with the mass flow rate used.

$$P_N = \dot{m} w_N$$

The relationships given here are applicable to a single shaft plant, they are thus not directly applicable to our gas turbine. However they do give general pointers for understanding the operating behaviour of the plant. For example, the pressure ratio is a function of the square of the speed. Thus the plant is significantly more efficient at high speeds.

4.1.3 Depiction on the p,v Diagram

The circulatory process can also be depicted on a p,v diagram. Here especially the compression and expansion process are clearly depicted.

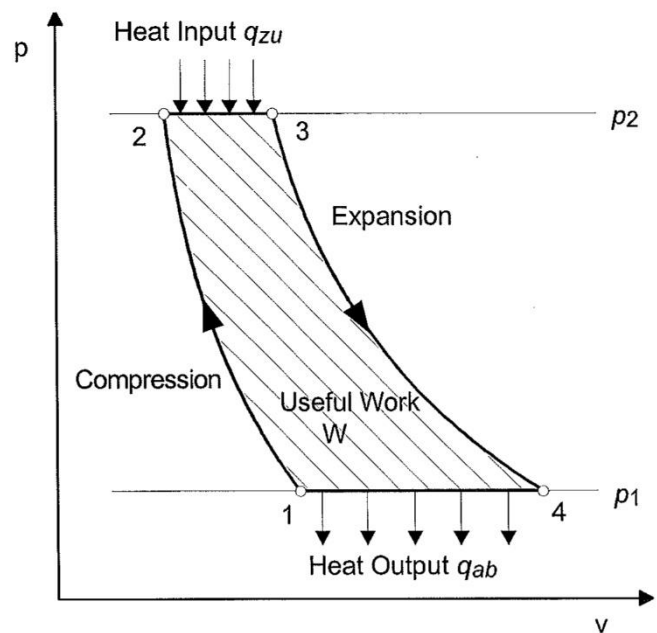


Fig. 4.3 p,v Diagram of the Gas Turbine Process

Mechanical work also results in a closed area here. Contrary to the T,s diagram, in this case the areas depict the mechanical work. It can be seen that on the supply of heat between 2 and 3, the spec. volume of the gas, that is the density, reduces. The excess useful power of the turbine results from it being able to process a higher volume for the same pressure difference as on the compressor.

4.2 2-Shaft Plant

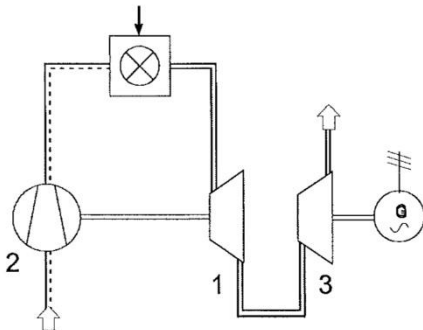


Fig. 4.5 2-Shaft Gas Turbine Plant

A **2-shaft plant** has two independent turbines. The first turbine (1) only drives the compressor (2). As the entire pressure drop available is not needed for this process, there is enough energy for a second turbine connected in series (3). This second turbine, also termed the **power turbine**, generates the useful power.

The advantage of this arrangement is that a change in the load or the speed of the power turbine has little or no effect on the compressor, this continues to run at the optimal speed in the best efficiency region. Even the jamming of the power turbine cannot cause damage to the plant. For this reason, 2-shaft plant is preferred for vehicle and ship drives with widely varying load requirements. In addition the speed of the drive can be better matched.

As the first turbine together with the compressor and the combustion chamber only generates the working gas for the power turbine, this group of components is also called the **gas generator**.

For a 2-shaft plant the **p,v diagrams** on the left are applicable.

The compressor turbine only needs to raise the power demanded by the compressor. This results in the area w_V being the same as w_T . As the spec. volume v is larger than on the compressor, the compressor turbine requires a smaller pressure drop to point 4. This does not result in the working gas being expanded all the way to pressure p_1 . The remaining pressure drop to point 5 can then be used in the power turbine and converted into the useful work w_N .

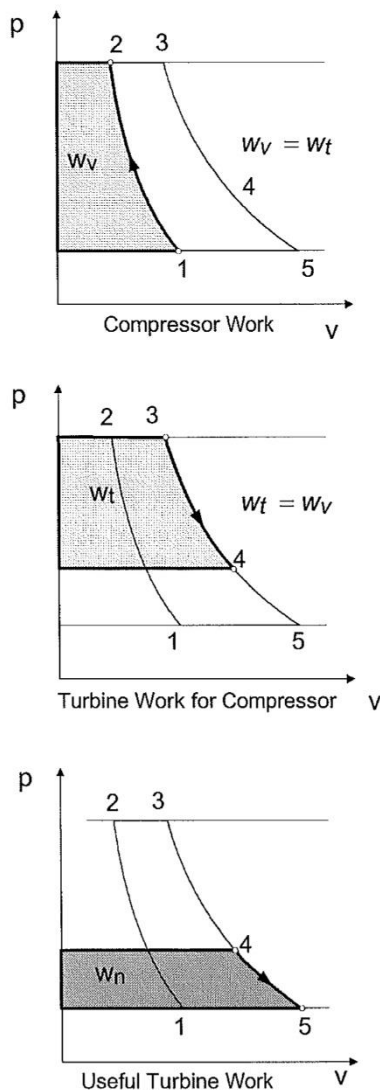


Fig. 4.4 p,v-Diagram of a 2 shaft plant

All rights reserved G.U.N.T. Gerätebau GmbH, Barsbüttel, Germany

As appropriate to their pressure regions, a differentiation is also made between the turbines in the form of high pressure (HP) and low pressure turbines (LP).

4.3 Gas Turbine as Jet Engine

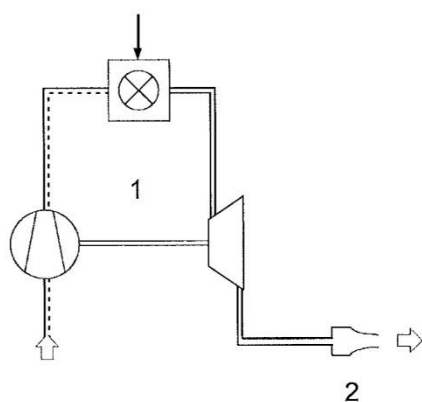


Fig. 4.6 Jet engine

For aircraft propulsion systems, from a certain aircraft speed it is better to use the exhaust jet directly for the generation of thrust. The simplest jet engine consists of single shaft gas turbine (1) in the open process. The only partially exploited exhaust gases, which still contain energy, are accelerated in a thrust nozzle (2) and generate the momentum necessary for the propulsion of the aircraft. In an optimal nozzle configuration, the exhaust gases are expanded down to ambient pressure. In this situation the nozzle takes over the task of the power turbine. The thrust can be calculated straightforwardly using the principle of linear momentum from the mass flow rate achieved (\dot{m}) and the speed at inlet (c_1) and outlet (c_2):

Here it is to be noted that the thrust is a vectorial parameter and only makes a contribution to speed components in the direction of the thrust.

5 Setting Up and Maintaining the Gas Turbine

5.1 Operation with Power Turbine

Due to its large requirement for fresh air (approx. 300 m³/h) the gas turbine is only permitted to be operated in **large, well ventilated rooms**. It must be possible to feed an **exhaust pipe** to the outside. An exhaust pipe longer than 5m is to be avoided due to the high pressure loss.

Due to the low noise level of the turbine (80dB/1m), special noise attenuation measures are generally not necessary.

- Position gas turbine on a flat surface and secure against rolling away by operating the brakes on the castors.

To provide space for access for maintenance and servicing tasks, a free space of min. 1m should be left behind the gas turbine.

- Connect **cooling water connections** as per the sketch.

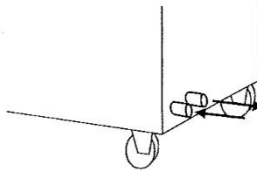


Fig. 5.1 Cooling Water Connection

- Connect **exhaust pipe** (inside diameter 90mm) to draw the exhaust gases to the outside. Exhaust pipe must be temperature resistant. **Exhaust gases have a temperature of up to 600°C.**

If there is a risk of contact, the exhaust pipe is to be protected with a grille. If radiated heat is considered undesirable, the exhaust pipe must be insulated with temperature resistant insulation.

It is imperative that contact of the exhaust pipe with flammable material is avoided. Do not use any brackets or seals made of plastic.

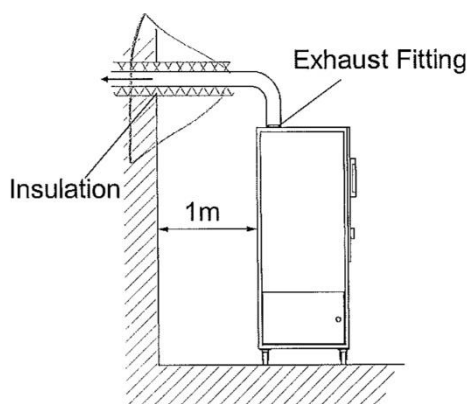


Fig. 5.2 Distance to the Wall and Exhaust Pipe

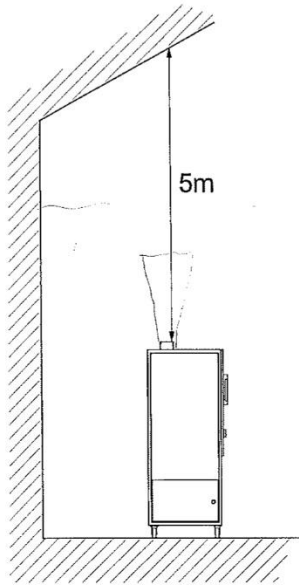


Fig. 5.3 Distance to the Ceiling



All rights reserved G.U.N.T. Gerätebau GmbH, Barsbüttel, Germany 04/00

- In open, very well ventilated halls with a ceiling height of more than 7m it is also possible to work without the exhaust pipe. Here is imperative to ensure that **in the area of the exhaust jet there is no flammable material.**
- An approved and tested **fire extinguisher** with a min. capacity of 6 kg is to be placed in the immediate vicinity of the gas turbine.
- Connect propane gas bottle using the hose supplied. Recommended bottle size min. 33 kg. The **propane gas bottle is to be placed in a well ventilated room** (preferably outside). Gas turbine and propane gas bottle should, if possible, be in separate rooms. **ATTENTION!** At low ambient temperatures, the gas that can be supplied by the propane gas bottle drops and with it the power output of the gas turbine. It may then be necessary to connect two propane gas bottles in parallel.
- **ATTENTION! The gas connection must be made and checked by a qualified gas fitter.**
- Connect **electrical supply**. Gas turbine requires three-phase alternating current 400 V / 16 A.

5.2 Operation as Jet Engine



The following points, different to operation as a power turbine, are to be observed.

ATTENTION! On the jet turbine the exhaust jet leaves the turbine horizontally at very high speed and temperature.

An area of 5m in the direction of the jet and 0.5 to 1m to the sides is to be fenced off.

Within a distance of 10m in the direction of the jet, there must be no objects sensitive to heat or flammable materials.

The exhaust jet should be directed to the outside through a window or doorway if possible. An exhaust pipe with an internal diameter of 125mm and a max. length of 5m can be connected to the existing guide fitting. In certain circumstances, however, a loss in power output must be expected.

As the jet engine works without mufflers, the **noise produced is considerable (<110dB (A))**. Hearing protection is obligatory.

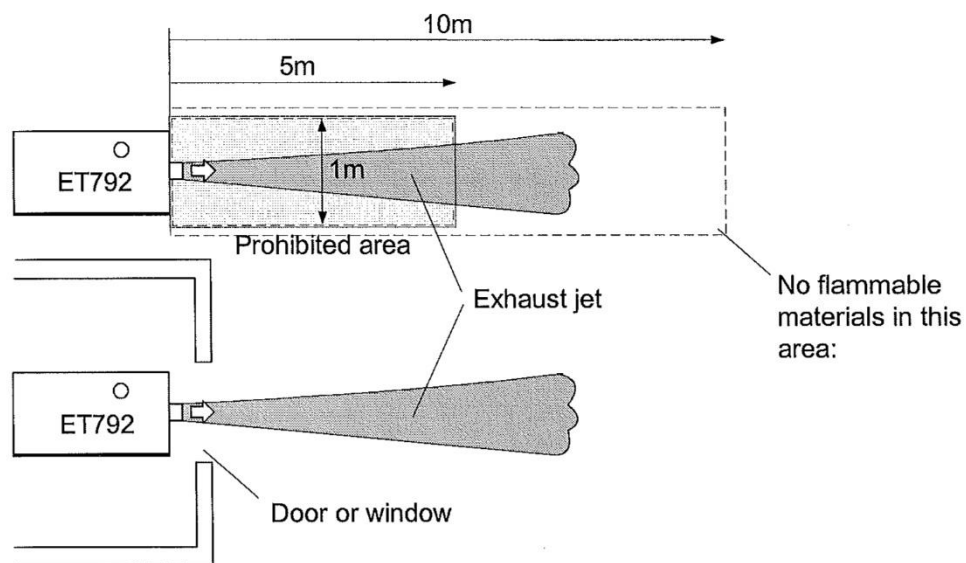


Fig. 5.4 Safety Zones at the Jet Outlet

All rights reserved G.U.N.T. Gerätebau GmbH, Barsbüttel, Germany 04/00

5.3 Conversion to Thrust Mode (Jet Engine)

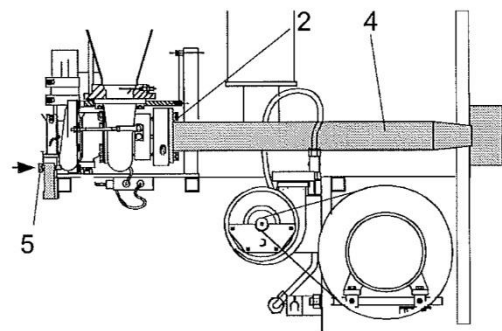
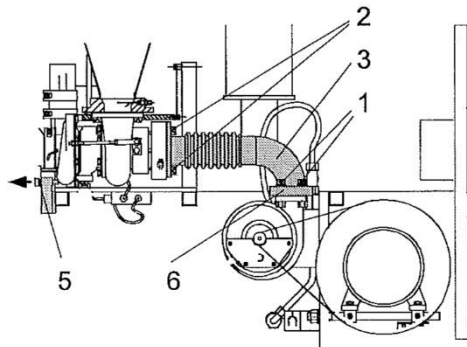


Fig. 5.5 Modification to Jet Operation

Conversion is to be performed with system cold.

- Remove rear trim panel
- Undo 4 hex socket head bolts (1) on the joint power turbine/connecting pipe with an 8mm hex wrench. Do not lose nuts.
- Undo 3 hex socket head bolts (2) on the joint gas generator/connecting pipe with an 8mm hex wrench.
- Remove connecting pipe (3) and take care with the seal (6) on the power turbine inlet.
- Place nozzle pipe (4) on the gas generator and tighten evenly with 3 hex socket head bolts (2). To avoid the bolts seizing with the heat, they are to be smeared with copper paste.
- **Remove the two transport secure devices (red painted).** They are fixing the gasgenerator to the frame.
- Undo follower (5) on the force sensor until it is in gentle contact with the compressor housing. The thrust indicator should indicate light pre-tensioning (1-2N). Tighten lock nut.

Conversion to power turbine operation is performed in the reverse order.

- Important! First screw in the follower (5) on the force sensor so that there is 5-10 mm play between the bolt and compressor housing.
- Mount one of the red transport secure devices.
- On fitting the connecting pipe (3), ensure that the seal (6) on the power turbine flange is correctly positioned.

5.4 Maintenance

5.4.1 Lubricating Oil

- Prior to each use, the oil level in the oil tank is to be checked with the dip stick. If necessary add oil. Automotive oil is used.
- The oil and the oil filter are to be replaced every 200 operating hours or 4 years.

Oil quality:

SAE 5 - W40, API-SE

synthetic or partially synthetic

Quantity of oil: 4.5 litres

Oil filter: BOSCH 0986452928

5.4.2 Ignition Plug

In case of starting problems, the ignition plug is to be checked for damage or soiling.

- Remove rear trim panel.
- Remove ignition cable on the ignition plug.
- Unscrew ignition plug with 16mm plug spanner.
- The spark gap should be between 0.8 and 1.0 mm.

Ignition plug type: BOSCH F8LCR

6 Operation of the Gas Turbine

6.1 Starting Preparations

Before starting the gas turbine, the following tasks are to be carried out:

- Check oil level.
For this purpose remove the rear trim panel and check the oil level in the oil tank using the dip stick. If the oil level is too low, add appropriate oil.
Oil quality SAE 5 - W 40, API-SE.
Close rear trim panel again.
- Open propane gas bottle valve. Check connecting pipes for leaks.
- Open main valve and check gas supply pressure. Depending on the temperature of the gas bottle, the pressure should be between 4 and 15 bar.
- Open cooling water connection and check flow of cooling water.
Cooling water flow rate 1 -3 litres/min
- Set load adjuster to zero.
- Switch on master switch.
- Check function of the temperature and speed displays.

The gas turbine is now ready for use.

6.2 Starting the Gas Turbine

The gas turbine is started by following a set procedure. This is typical for all gas turbines. Differences only arise due to variations in the degree of automation. In the following sketch the procedure is shown schematically over time.

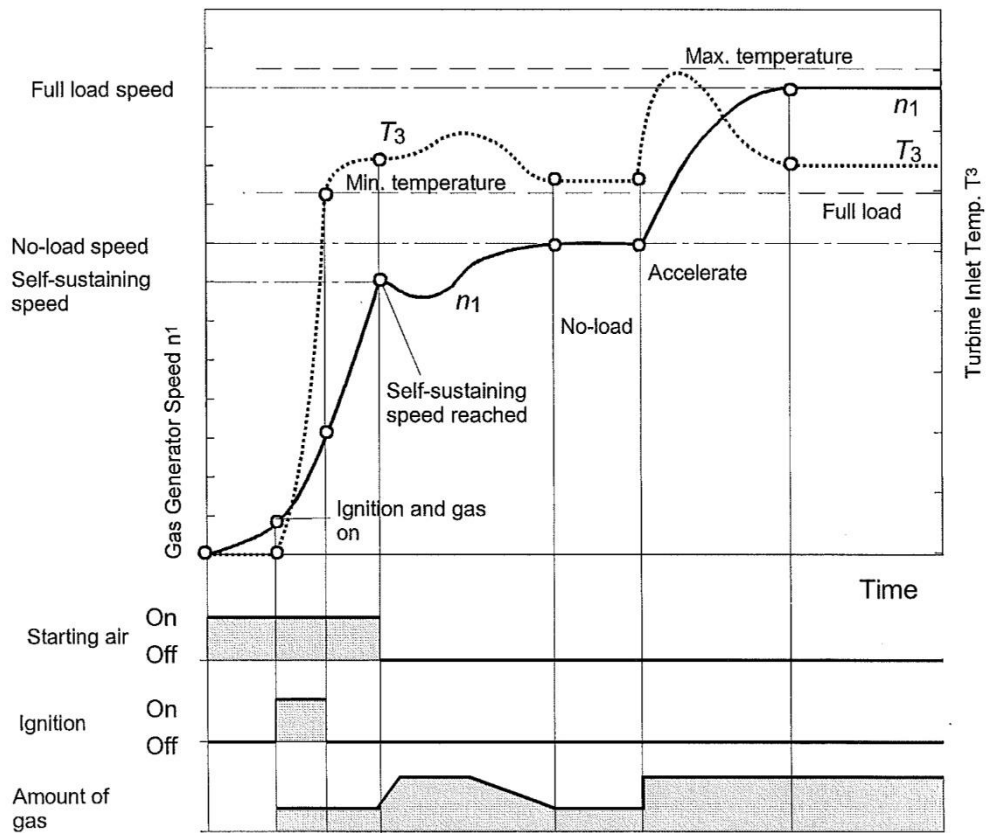


Fig. 6.1 Start-Up Procedure

All rights reserved G.U.N.T. Gerätebau GmbH, Barsbüttel, Germany 04/00

It is desirable to carefully read through and digest the description of the starting procedure prior to the performance of the experiment.

As during starting an eye must be kept on several processes at once, for the inexperienced it is better to perform the starting procedure with two people.

The labels for the controls relate to Section 2.2

- Set load adjuster (8) to zero.
- Close gas regulator valve (3).
- Switch on starting fan (6)
- Change-over damper (7) for **starting air to On**
Oil pressure indicator lamp (18) illuminates.
Gas generator speed n_1 (23) increases.
Combustion chamber is vented.
- After around 10 sec, operate **ignition button** (5).
At the same time, slowly increase the gas flow (17) with gas regulator valve (3) until ignition occurs (T_3 increases).
- Following ignition, leave the ignition button pressed until the turbine inlet temperature rises to more than $T_3 = 600^\circ\text{C}$ (21). The ignition button (5) can then be released.
Indicator lamps (19) and (4) illuminate.
If the ignition button is released below 600° , the gas solenoid valve closes and the starting procedure must be repeated. Prior to renewed ignition, the combustion chamber is to be vented for approx. 10s.
- Run up turbine to **self-sustaining speed of $n_1 = 70000$ rpm**. Here adjust the gas flow rate such that the turbine inlet pressure T_3 is max. 1000°C .

- Nozzle pressure (12) should be 2 bar, if necessary adjust using the gas pressure regulator (2).
- At a speed of **$n_1=70000$ rpm**, set starting air damper to **Off**. Turbine speed will fall slightly. If the speed falls sharply and the turbine threatens to stall, the gas feed was too low. In this case open the starting damper again and accelerate back to 70000 rpm with slightly increased gas feed.
- **ATTENTION!** If the starting air is shut off at a speed of less than 70000 rpm, the turbine cannot be run up even with a very large gas feed. There is a risk of overheating.
- By regulating the gas feed, adjust the speed of the turbine to a **no-load speed of around $n_1=80000$ rpm**.
- Switch off starting fan.
- With load adjuster (8), bring the power turbine to around 5000 - 7000 rpm. In this way the power turbine is evenly warmed up and the generator protected.

6.3 Operation of the Gas Turbine



ATTENTION! The gas turbine must not be operated unsupervised.

From time to time, the displays for supply pressure, speed, turbine inlet temperature and oil temperature are to be checked.

If the following limits are exceeded, the gas turbine is **automatically shut down**:

- Gas generator speed $n_1 > 130000 \text{ rpm}$
- Turbine inlet temperature $T_3 > 1050 \text{ °C}$
- Oil temperature $T_{oil} > 100 \text{ °C}$

Once the turbine is warm, the no-load speed can be reduced to 60000 -70000 rpm.

The full load speed should not exceed 120000 rpm.

6.3.1 Loading the Power Turbine

The power turbine is loaded using an asynchronous generator. Using potentiometer (8) a **required speed for the generator** is set.

If the **required speed is below** the turbine no-load speed, the **power turbine is braked** and the generator outputs the power to the braking resistors.

If the **target speed is above** the turbine no-load speed, the generator acts as a motor and the **power turbine is driven**.

The current electrical power P_{el} can be read on the power display (26).

- In **generator mode** the display is **negative**.
- In **motor mode** the display is **positive**.
- If the power display indicates **zero**, the power turbine runs at the **no-load speed**.

The speed n_2 of the power turbine can be read on the display (25).

Due to the need for lubrication, motor operation is only possible with the oil pump running (turbine or starting fan running).

ATTENTION! A maximum power output of 1.5 kW should not be exceeded over longer periods.



ATTENTION

6.3.2 Recording Measured Values

To record series of measurements, the measured values should only be read with the turbine in a steady state. A table is recommended to record the measured data:

Gas Turbine Experiment		Date:		17.03.00		
		Ambient temperature in C:		7		
		Air pressure in bar:		1.020		
		Rel. humidity in %:		40		
Experiment No.:	1	2	3	4	5	6
Gas T_G in C	9.5	10.9	11.3	14.9		
Gas nozzle p_D in bar above atmos.	0.86	1.10	1.34	1.16		
Compressor inlet T_1 in °C	18.6	12.5	13.4	9.0		
Compressor outlet T_2 in °C	86	101	118	83		
Comb. chamber diff. press. $P_2 - P_3$ in mbar	10.3	12.8	15.3	14.7		
Turbine inlet T_3 in °C	785	830	857	840		
Turbine inlet p_3 in bar above atmos.	0.71	0.90	1.12	0.94		
Turbine inlet p_3 in bar	1.73	1.92	2.14	1.96		
Power turbine inlet T_4 in °C	578	603	624	600		
Power turbine inlet p_4 in mbar above atmos.	143	189	229	112		
Power turbine inlet p_4 in bar	1.163	1.209	1.249	1.132		
Power turbine outlet T_5 in °C	538	557	584	-		
Air flow rate in l/s	77	87	98	100		
Air flow rate \dot{m}_L in kg/s	0.093	0.108	0.121	0.125		
Air flow rate in kg/h ,2bar/0°C	5.2	6.0	6.6	6.2		
Gas flow rate \dot{m}_G in g/s	1,29	1.68	2.06	1.76		
Speed n_1 in rpm	99000	110000	120000	116000		
Speed n_2 in rpm	30000	30000	30000	-		
Elec. power P_{el} in W	909	1420	1697	-		
Thrust S in N	-	-	-	35		

The **air mass flow** \dot{m}_L in kg/s is calculated as follows:

$$\dot{m}_L [\text{kg/s}] = \frac{\rho_o}{1000} \cdot \frac{T_o p_1}{P_o (T_1 + 273)} \cdot \text{display [l/s]}$$

with $\rho_o = 1.199 \text{ kg/m}^3$, $T_o = 293 \text{ K}$, $p_o = 1.013 \text{ bar}$

$$\dot{m}_L [\text{kg/s}] = 0.347 \cdot \frac{p_1}{(T_1 + 273)} \cdot \text{display [l/s]}$$

Here T_1 is the intake temperature in °C and p_1 the ambient pressure in bar.

The **gas mass flow** \dot{m}_G in g/s is calculated as follows::

$$\dot{m}_G [\text{g/s}] = \frac{1000}{3600} \cdot \frac{T_o (p_D + 1)}{P_o (T_G + 273)} \cdot \text{display [kg/h]}$$

with $T_o = 273 \text{ K}$, and $p_o = 2.0 \text{ bar}$

$$\dot{m}_G [\text{g/s}] = 37.91 \cdot \frac{p_D + 1}{T_G + 273} \cdot \text{display [kg/h]}$$

Here T_G is the gas temperature in °C and p_D the nozzle overpressure in bar.

6.4 Shutting Down the Gas Turbine

The gas turbine is shut down by shutting off the gas feed.

- Trigger the **rapid action shut down** via button (4).

The gas solenoid valve switches off, the combustion chamber goes out and the turbine stops. To cool the turbine bearings, the oil pump runs on for approx. 60 sec.

- To **post cool** the hot turbine, it is sensible to switch on the starting air fan (6) and open the starting air damper (7) immediately after shut down.

As the turbine can turn, the oil pump is automatically placed in operation.

A post cooling period of 2-3 min is sufficient.

- Close main gas valve and switch off master switch.



6.5 Faults and Fault Rectification

All rights reserved G.U.N.T. Gerätebau GmbH, Barsbüttel, Germany 04/00

Gas turbine does not start	
No reaction on pressing the ignition button	- no oil pressure or oil temperature too high.
No ignition, T3 too low, solenoid valve de-energised after release of the ignition button, red indicator lamp off	- Ignition button not pressed long enough. - Starting fan not on and/or dampers for starting air not open. - No gas supply pressure - Nozzle pressure too low, (min. 2 bar) - Gas flow rate too low (min. 25%) - Ignition plug defective or ignition cable fallen off. Ignition plug spark gap 0.8 - 1.0 mm
T3 increases, however turbine does not come up to speed	- Starting fan not at full speed - Starting air damper not fully open.
After shut down of the starting air the speed drops again	- Starting air is shut off too early, min speed 700001/min - Not enough gas, carefully increase amount of gas, T3 must not beyond 1000°C
Gas turbine slowly losses speed	
T3 drops, insufficient gas	- Insufficient gas flow - Insufficient nozzle pressure - Insufficient supply pressure, gas bottle empty
T3 increases, insufficient air	- Damper for starting air not fully at off - Intake system clogged - Exhaust system clogged
Gas turbine switches off and losses speed rapidly	
Solenoid valve de-energises, red indicator lamp off (safety shut down)	- T3 too high (more than 1000°C) - T3 too low (less than 600°C) , flame out, no gas - Excessively high oil temperature (more than 100°C), no or insufficient cooling, insufficient oil in the tank. - Insufficient oil pressure ,oil tank empty (oil pressure indicator off) - Gas generator speed too high (more than 130000 rpm) - Power supply failure (all displays off)
Gas generator speed indicator indicates inconsistent values	
Gas generator speed indicator fluctuates and/or indicates values that are too low	- Sensor head on the optical speed sensor is dirty. Remove sensor head from the compressor housing and clean.



7 Evaluation of Experiments

At this point, based on example data, characteristic and important parameters on the gas turbine system will be determined. The calculations that follow make no claim to completeness. Instead, they are intended to serve as a stimulus for own evaluations. Amongst other items, the following are conceivable: the construction of an h-s diagram, the determination of the isentropic turbine head and the determination of the exhaust losses.

7.1 Determination of the Operating Point of the Compressor

The operating points of a compressor are characterised by air flow rate \dot{m}_L and pressure ratio π . The air flow rate \dot{m}_L was calculated in Section 6.3.2.

The pressure ratio π is calculated from the ratio of the intake pressure p_1 and outlet pressure p_2 .

$$\pi = \frac{p_2}{p_1}$$

The outlet pressure must be calculated from the turbine inlet pressure and combustion chamber pressure difference:

$$p_2 = p_3 - (p_3 - p_2)$$

This yields the following values for the 3 load points:

By plotting the operating points on the compressor

Load point	Air flow rate \dot{m}_L in kg/s	Outlet pressure p_2 in bar	Pressure ratio π
1	0.093	1.72	1.68
2	0.108	1.91	1.87
3	0.121	2.12	2.08

map, it can be assessed whether the compressor is optimally designed. Of particular interest are the efficiency and distance from the pump limit.

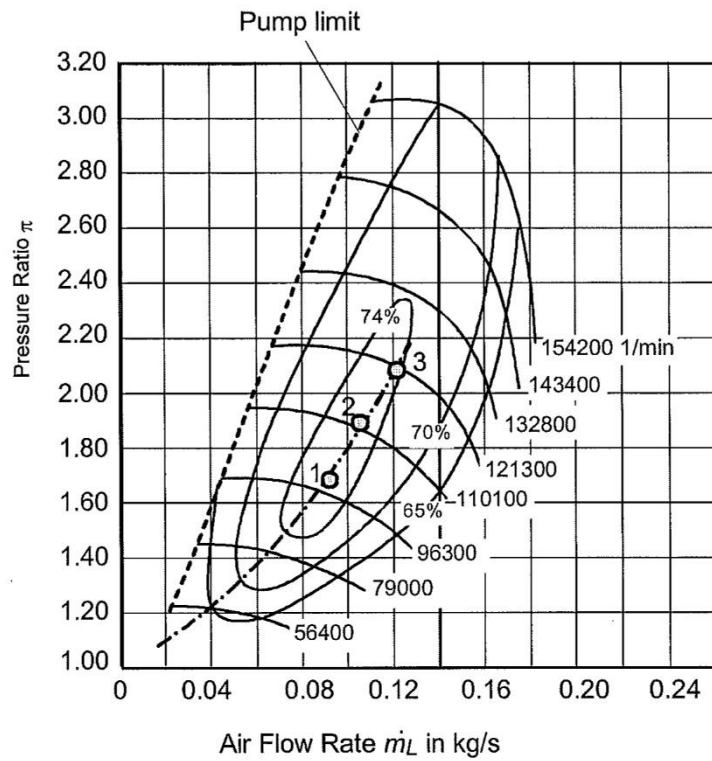


Fig. 7.1 Compressor Map with Operating Points

7.2 Determination of the Power Turbine Output Power

To calculate the effective power output of the power turbine from the electrical power output, the efficiency of the generator and the belt drive must be taken into account. This is $\eta_{el} = 74\%$.

For full load it is found

$$P_{Te} = \frac{P_{el}}{\eta_{el}} = \frac{1697}{0.74} = 2293W.$$

In addition, the measured output power must be reduced to sea level and 15°C in accordance with ISA.

$$P_{Tred} = \sqrt{\frac{288}{T_1+273}} \frac{1.013}{p_1} P_{Te}.$$

With $T_1 = 13.4^\circ\text{C}$ and $p_1 = 1.020$ bar, the reduced output power in accordance with ISA is

$$P_{Tred} = 2284W.$$

For the thrust the calculations are the same:

$$S_{red} = \sqrt{\frac{288}{T_1+273}} \frac{1.013}{p_1} S.$$

With $T_1 = 9^\circ\text{C}$ and $p_1 = 1.020$ bar, the reduced output thrust in accordance with ISA is

$$S_{red} = 35.12N.$$

7.3 Determination of the Spec. Fuel Consumption

The specific fuel consumption is calculated from the amount of fuel supplied and the useful power output. Here a differentiation is made between shaft power turbine with P_{Tred} and jet engine with S_{red} . For the shaft power turbine the following applies:

$$b_e = \frac{\dot{m}_G \cdot 3.6}{P_{Tred}} = \frac{2.06 \cdot 3.6}{2284} = 3.25 \text{ kg/kWh}$$

Compared to other thermal prime movers, the specific fuel consumption is very high. The reason for this is the very low pressure ratio of 2.08 and the relatively low turbine inlet temperatures of 850°C. In addition, the small dimension of the system reduce the efficiency. For geometrically small dimensions, the tip clearance losses increase disproportionately. Also unfavourable surfaces/volume ratios increase radiation losses.

For the jet engine, the specific fuel consumption referred to the thrust is:

$$b_s = \frac{m_G \cdot 3.600}{S_{red}} = \frac{1.76 \cdot 3.600}{35} = 0.181 \text{ kg/Nh}$$

This is a very high value also compared with large system.

7.4 Determination of the Power Efficiency

The power efficiency of the turbine is calculated from the specific fuel consumption and lower calorific value h_u of the fuel. For propane the following applies

$$h_u = 46369 \text{ kJ/kg.}$$

This yields for the power efficiency

$$\eta_e = \frac{3600}{b_e \cdot h_u} = 0.0238 .$$

For the above stated reasons, and the related low thermodynamic efficiency, the power efficiency of 2.4% is also very low. Referred to the electrical power generated, the efficiency is 1.8%.

It is to be noted that the efficiency of a two-shaft system increases continuously with effective power. The absolute fuel consumption \dot{m}_G is independent of the output power of the power turbine at constant gas generator speed.

7.5 Determination of the Air Ratio

The air ratio is given by the quotient of the actual amount of air drawn in and the amount of air necessary for the stoichiometric combustion of the fuel.

The amount of air necessary to burn propane is:

$$L_{\min} = 15.23 \frac{\text{kg}_L}{\text{kg}_G} .$$

From which the air ratio at full load is

$$\lambda = \frac{1}{L_{\min}} \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_G} = 3.86.$$



This value for the air ratio corresponds well with the turbine inlet temperature T_3 .

8 Appendix

8.1 Technical Data

Dimensions: Length x Width x Height:
 1500 x 750 x 1800 mm
 Weight : approx. 255 kg
 Power supply: 400V/3ph 50Hz
 Water Supply: 200 l/h
 Fuel Supply: Hose and bottle connection
 threaded fitting in accordance with DIN4815/T2
 Fuel: Propane C₃H₈
 Fuel pressure: 4 - 15 bar
 Exhaust Fitting pipe ø 89 mm
 Sound level at 1m distance: 80 dB(A)
 (Operation as Jet Engine: 110 dB(A))

Type of Design

2-shaft turbine consisting of gas generator and freely rotating power turbine, open process
 Operation as jet engine possible by uncoupling the power turbine and fitting a thrust nozzle.

Gas Generator

Type of Design: Radial Compressor and Turbine
 Single Combustion Chamber with Parallel Flow
 Speed Range: 60000 - 120000 rpm
 Max. Pressure Ratio: 2.2
 Max. Fuel Consumption: 120 g/min

Power Turbine

Type of Design: Radial Turbine
 Speed Range: 10000 - 40000 rpm
 Output Power, Mech.: 0 - 2.0 kW
 Output Power, Elec.: 0 - 1.5 kW
 Asynchronous Generator with Frequency Converter 2.2 kW/ 400V
 Generator Efficiency: 74 %



Braking Resistors: 4 x 600 W

Ignition System

High Voltage Long Duration Sparks with Ignition Plug

Ignition Voltage: >10 kV

Ignition Plug Type: BOSCH F8LCR

Starting System

Elec. Operated Starting Fan

Rating: 1000 W

Speed: 30000 rpm

Max. pressure: 10 kPa

Lubricating System

Oil Capacity : 4.5 litres

Oil Pressure: 2 .. 4 bar

Oil Quality: SAE 5-W40 API/SE

Oil Filter: BOSCH 0986452928

Oil Pump

Pump Capacity: 4.5 litres/min

Drive Rating: 0.55 kW

Oil Change Interval: 200 h

Safety Equipment

Fuel Rapid Action Stop Valve Operated by

Turbine Inlet Over Temperature $T_3 > 1100\text{ }^\circ\text{C}$

Combustion Chamber Flame Out $T_3 < 600\text{ }^\circ\text{C}$

Lubricating Oil Over Temperature $T_{oil} > 100\text{ }^\circ\text{C}$

No Lubricating Oil Pressure $p_{oil} < 2\text{ bar}$

Turbine Gas Generator Over Speed $n_1 > 130000\text{ rpm}$

Lubricating Oil Run On After Stop

Combustion Chamber Ventilation Prior to Ignition Fuel Only on Ignition

All rights reserved G.U.N.T. Gerätebau GmbH, Barsbüttel, Germany 04/00



Instrumentation

Thermocouples and Digital Displays for the Measurement of the Following Temperatures:

Type K, -200 .. 1.000 °C, ±3.4 °C

- Compressor Inlet
- Combustion Chamber Inlet
- Power Turbine Inlet
- Power Turbine Outlet
- Combustion Gas Prior to the Nozzle
- Lubricating Oil

Type N, -40 .. 1,300 °C, ±2.1°C

- Turbine Gas Generator Inlet

Pressure Sensors and Digital Displays for the Measurement of the Following Pressures:

- Gas Supply 0 - 25 bar
- Gas Nozzle Pressure 0 - 4 bar
- Combustion Chamber Pressure Loss:
 - 0 - 50 mbar
- Turbine Gas Generator Inlet 0 - 2.5 bar
- Power Turbine Inlet 0 - 250 mbar

Mass Flow Rates

Air Inlet Measuring Nozzle with Square Root Law

- Pressure Sensor and Digital Display 0 - 200 l/s
- Gas Variable-Area Flowmeter 0 - 10 kg/h

Digital Tachometer

- Gas Generator 0 - 199999 rpm
- Power Turbine 0 - 199999 rpm

Digital Display of Generator Elec. Output Power
0 - 1999 W

All rights reserved G.U.N.T. Gerätebau GmbH, Barsbüttel, Germany 04/00



Indicator Lamps

- Lubricating Oil Pressure
- Starting Fan
- Rapid Action Stop Valve
- Ignition

Controls

- Master Switch
- Emergency Stop Switch
- Starting Fan Switch
- Rapid Stop Switch
- Ignition Switch
- Main Gas Valve
- Gas Valve Change-Over Damper
- Gas Pressure Regulator
- Gas Regulator Valve
- Power Turbine Loading Potentiometer

All rights reserved G.U.N.T. Gerätebau GmbH, Barsbüttel, Germany 04/00



8.2 Compressor Map

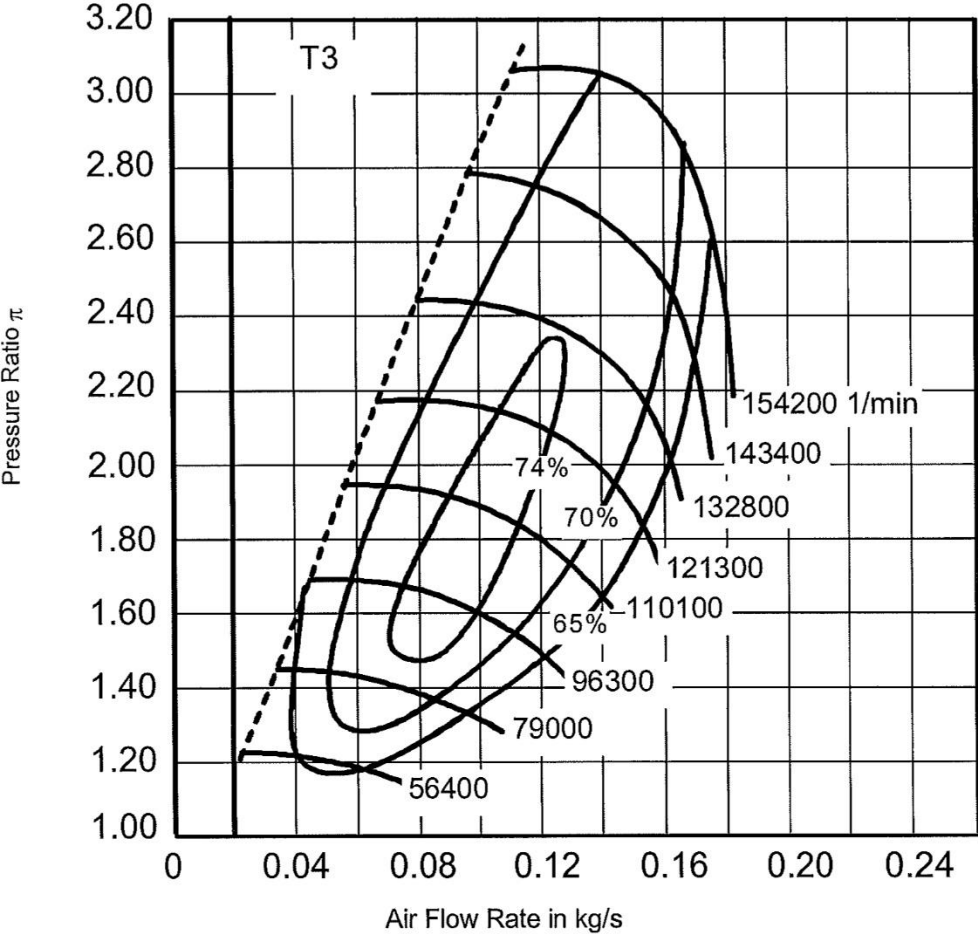


Fig. 8.1 Compressor Map

All rights reserved G.U.N.T. Gerätebau GmbH, Barsbüttel, Germany 04/00



8.3 Working Sheet for Recording Measured Values

Gas Turbine Experiment					Date:	
					Ambient temperature in C:	
					Air pressure in bar:	
					Rel. humidity in %:	
Experiment No.:						
Gas T_G in C						
Gas nozzle p_D in bar rel.						
Compressor inlet T_1 in C						
Compressor outlet T_2 in C						
Comb. chamber diff. pressure $P_2 - P_3$ in kPa						
Turbine inlet T_3 in C						
Turbine inlet p_3 in bar rel.						
Turbine inlet p_3 in bar abs.						
Power turbine inlet T_4 in C						
Power turbine inlet p_4 in mbar rel.						
Power turbine inlet p_4 in bar abs.						
Power turbine outlet T_5 in C						
Air flow rate in m/s						
Air flow rate \dot{m}_L in kg/s						
Gas flow rate in %						
Gas flow rate \dot{m}_G in g/s						
Speed n_1 in rpm						
Speed n_2 in rpm						
Elec. power P_{el} in W						
Thrust S in N						
Oil temperature T_{oil} in C						
Comment						

All rights reserved G.U.N.T. Gerätebau GmbH, Barsbüttel, Germany 04/00

8.4 Index

I	
2-Shaft Plant	20
A	
Adiabatic Compression	15
Adiabatic Expansion	15
Air Mass Flow	34
Air Ratio.	41
Automatic Shut Down	31
B	
Belt Drive.	6
C	
Check Oil Level.	27
Circulatory Process	15
Combustion Chamber	5
Combustion Chamber Pipe.	5
Combustion Nozzle.	5
Compressor Map.	38,47
Controls.	10
Conversion to Thrust Operation	25
Cooling Water Connections	22
Cooling Water Flow Rate	27
D	
Damper Arrangement	8
E	
Electrical Supply	23
Evaluation of Experiments	37
Exhaust Pipe.	22
Exhaust Turbocharger.	6
F	
Faults and Fault Rectification	36
Fire Extinguisher	23
Force Sensor.	7, 25
Front Panel	10
Fuel System	3, 7

All rights reserved G.U.N.T. Gerätebau GmbH, Barsbüttel, Germany 04/00



All rights reserved G.U.N.T. Gerätebau GmbH, Barsbüttel, Germany 04/00

G	
Gas Bottle	23
Gas Bottles, Storage	13
Gas Escape	13
Gas Generator	3, 5, 20
Gas Mass Flow	34
Gas Nozzle Pressure	7
Generator	3
Generator	6
Generator Mode	31
H	
Hazards for Unit and Function	14
I	
Ignition Button	29
Ignition Plug	5, 9, 26
Ignition System	3, 9
Ignition Transformer	9
Isobaric Heating	15
J	
Jet Engine	7
Jet Pipe	7
L	
Load Adjuster	29
Lower Calorific Value	41
Lubricating Oil	26
Lubricating Oil Tank	8
Lubricating system	3, 8
M	
Main Gas Valve	8
Maintenance	26
Maximum Power Output	32
Measuring Instruments and Controls	3
Mechanical Power	15
N	
No-Load Speed	30
Noise Level	22
Noise Produced	24
Nozzle Pipe	25
Nozzle Pressure	30



O	
Oil Cooler	8
Oil Filter	26
Oil Pressure Switch	8
Oil Quality	26, 27
Open Gas Turbine Process	15
Operating Point of the Compressor	37
Operation as Jet Engine	24
Operation of the Gas Turbine	31
P	
p,v Diagram	18, 20
Physical Layout	11
Post Cooling	35
Power Efficiency	41
Power Output	18
Power Turbine	3, 6, 20, 31
Power Turbine Output Power	39
Pressure Limiting Valve	8
Pressure Ratio	17, 37
Pressure Reducing Valve	8
Primary Air	5
Primary Oil Filter	8
Process Schema	4
Propane	7
Pump Limit	38
Q	
Quantity of Oil	26
R	
Radial Compressor	5
Radial Turbine	5
Rapid Action Shut Down	35
Rapid Action Stop Valve	8, 9
Recording Measured Values	33
Risk of Explosion	13
Risk of Poisoning	13

All rights reserved G.U.N.T. Gerätebau GmbH, Barsbüttel, Germany 04/00



All rights reserved G.U.N.T. Gerätebau GmbH, Barsbüttel, Germany 04/00

S	
Safety Instructions.	12, 13, 14
Secondary Air	5
Self-Sustaining Speed.	29
Setting Up the Gas Turbine	22
Shutting Down the Gas Turbine	35
Specific Capacity to Perform Work	17
Specific Fuel Consumption	40
Starter System	3
Starting Fan.	9, 29
Starting Preparations	27
Starting System.	8
Starting the Gas Turbine.	28
Supply Pressure	8
System Components.	11
T	
T,s Diagram.	15
Technical Data	43
Thermal Efficiency.	16
Three Phase Asynchronous Motor	7
Thrust	40
Thrust Nozzle	7
Total Heat-Entropy Diagram	15
Transport Devices.	25
Turbine Inlet Temperature.	17
V	
Variable-Area Flowmeter	8
W	
Wheel	5
Working Sheet.	48

Anexo II – Constituição das Misturas Gasosa

Proposta de Fornecimento



Misturas de Calibração



Cliente: ISEL-APROVISIONAMENTO

NIF: 600016234

Contacto: ruben.valente@isel.pt

Proposta N°: 0294_2023PC_05433702RS_v1

Data: 20/11/2023



I. PROPOSTA COMERCIAL

I.1 Objeto

A presente proposta tem por objeto apresentar as condições de fornecimento de misturas de gases de calibração, por parte da Sociedade Portuguesa do Ar Líquido “ARLIQUÍDO” Lda, (doravante designada por “AL”), ao seu Cliente identificado na primeira página desta proposta (doravante designado “Cliente”).

A AL disponibiliza a seguinte gama de misturas de gases:

- **Mistura Blue** - É uma gama para consumos correntes, com uma tolerância de realização compreendida entre 5% a 10% relativos. É acompanhada de certificado de conformidade.
- **Mistura Crystal** - É uma gama recomendada para a calibração de analisadores e outros equipamentos, no ajuste de instrumentação utilizada diariamente. A tolerância de realização está compreendida entre 5% a 10% relativos. A incerteza de análise varia entre 2% a 5%. Inclui certificado de análise ISO 6141.
- **Mistura Saphir** - É recomendada para calibrações mais exigentes em equipamentos e analisadores. A tolerância de realização está compreendida entre 2% a 5% relativos. A incerteza de análise varia entre 0.1% a 2% relativos. Inclui certificado de análise ISO 6141.
- **Mistura Diamond** - É uma gama disponível em todas as tolerâncias de realização e incertezas de análise. É uma mistura acreditada ISO 17025.



2 . MISTURA SOLICITADA

Mistura 92,4% Metano + 4,8% Etano + 2,1% Propano + 0,7% Butano;

Mistura 87,8% Metano + 4,6% Etano + 2% Propano + 0,6% Butano + 5% Hidrogénio;

Mistura 83,2% Metano + 4,3% Etano + 1,9% Propano + 0,6% Butano + 10% Hidrogénio;

Mistura 73,9% Metano + 3,8% Etano + 1,7% Propano + 0,6% Butano + 20% Hidrogénio.

2.1 Tipo de Mistura: Crystal

TIPO DE CERTIFICAÇÃO: CERTIFICADA 6141

Tipo de Mistura:	Crystal	Pressão:	150 bar
Prazo de entrega:	5 semanas	Valvula:	MHM
Tamanho:	B20		
Garantia:	24 meses		

N°	Formula	Concentración (mol.)	Tolerancia +/-	Incertidumbre +/- *
1	C4H10	7000 ppm	10.00% rel.	2.00% rel.
2	C3H8	2,1%	10.00% rel.	2.00% rel.
3	C2H6	4,8%	10.00% rel.	2.00% rel.
4	CH4	Q.S.		

2.2 Tipo de Mistura: Crystal

TIPO DE CERTIFICAÇÃO: CERTIFICADA 6141

Tipo de Mistura: **Crystal**
Prazo de entrega: **5 semanas**
Tamanho: **B20**
Garantia: **24 meses**

Pressão: **150 bar**
Valvula: **MHM**

N°	Formula	Concentração (mol.)	Tolerancia +/-	Incertidumbre +/- *
1	C4H10	6000 ppm	10.00% rel.	2.00% rel.
2	C3H8	2%	10.00% rel.	2.00% rel.
3	C2H6	4,6%	10.00% rel.	2.00% rel.
4	H2	5%	10.00% rel.	2.00% rel.
5	CH4	Q.S.		

2.3 Tipo de Mistura: Crystal

TIPO DE CERTIFICAÇÃO: CERTIFICADA 6141

Tipo de Mistura: **Crystal**
Prazo de entrega: **5 semanas**
Tamanho: **B20**
Garantia: **24 meses**

Pressão: **150 bar**
Valvula: **MHM**

Nº	Formula	Concentración (mol.)	Tolerancia +/-	Incertidumbre +/- *
1	C4H10	6000 ppm	10.00% rel.	2.00% rel.
2	C3H8	1,9%	10.00% rel.	2.00% rel.
3	C2H6	4,3%	10.00% rel.	2.00% rel.
4	H2	10%	10.00% rel.	2.00% rel.
5	CH4	Q.S.		

2.4 Tipo de Mistura: Crystal

TIPO DE CERTIFICAÇÃO: CERTIFICADA 6141

Tipo de Mistura: **Crystal**
Prazo de entrega: **5 semanas**
Tamanho: **B20**
Garantia: **24 meses**

Pressão: **150 bar**
Valvula: **MHM**

Nº	Formula	Concentração (mol.)	Tolerancia +/-	Incertidumbre +/- *
1	C4H10	6000 ppm	10.00% rel.	2.00% rel.
2	C3H8	1,7%	10.00% rel.	2.00% rel.
3	C2H6	3,8%	10.00% rel.	2.00% rel.
4	H2	20%	10.00% rel.	2.00% rel.
5	CH4	Q.S.		



3 . OUTRAS CONDIÇÕES CONTRATUAIS

IVA não incluído: Acresce IVA à taxa legal em vigor.

Validade da proposta: 66 dias a contar da data da presente proposta.

Condições de pagamento: 30 dias após emissão de fatura(s).

Adjudicação: Envio de requisição oficial para **linha.directa@airliquide.com**, com indicação do nº desta proposta.

Aplicam-se as Condições Gerais de Fornecimento da Sociedade Portuguesa do Ar Líquido "ARLÍQUIDO", Lda, NIPC 500261512 (Air Liquide Portugal), as quais estão disponíveis em <https://pt.airliquide.com/acerca-de-nos/condicoes-gerais-de-fornecimento-air-liquide> e fazem parte integrante das nossas propostas/ofertas e regem o nosso fornecimento/prestação, exceto quando: (i) especificamente referirmos em contrário ou (ii) o Programa de Concurso ou o Caderno de Encargos ou outros documentos de contratação pública regulem de outra forma.

Com a adjudicação da(s) nossa(s) proposta(s)/oferta(s) e/ou com o pagamento da primeira fatura, está a aceitar estas Condições Gerais e as demais condições da(s) nossa(s) proposta(s)/oferta(s).



4 . PROTEÇÃO DE DADOS

Aplica-se a política de privacidade e proteção de dados pessoais para clientes e fornecedores da Sociedade Portuguesa do Ar Líquido "ARLÍQUIDO" Lda., disponível em:

<https://industrial.airliquide.pt/politica-privacidade-dados-pessoais-clientes-e-fornecedores-do-arliquido>





5 . ÉTICA / CÓDIGO DE CONDUTA AIR LIQUIDE

O Grupo AIR LIQUIDE, cumpre os mais elevados standards a nível de ética nos negócios e no âmbito da responsabilidade corporativa. Designadamente, rejeitamos qualquer ato de corrupção ou suborno.

No desenvolvimento da nossa atividade, respeitamos os direitos do homem e os direitos sociais e colaboramos com a proteção do ambiente.

Convidamos a consultar e a aderir aos nossos valores e princípios éticos, em:

<https://industrial.airliquide.pt/quem-somos/responsabilidade-social>

Ficando ao dispor para outras informações adicionais, apresentamos os nossos melhores cumprimentos,



Anexo III – Redutor de pressão

REDUCTORES AHL 200-16-25

Made in Europe



- Regulador de Alta pressão - Mono estágio
- Montagem em garrafa de 200 bar - entrada por trás
- Adequado para gases puros e misturas, não corrosivos
- Em latão cromado

Laboratórios e Análise, Farmácia, Processo Industrial

Aplicação

Os reguladores AHL são utilizados nos laboratórios e nas indústrias agro-alimentares para a criação de atmosfera, a inertização de pequena capacidade. Úteis para as aplicações que necessitam débitos relativamente importantes

Concebido para o arranque:

Gases puros não corrosivos até N60 incluindo ALPHAGAZ™ 1 & 2, Misturas não corrosivas com concentração superior a 1 ppm

Exceto:

Hidrocarbonetos

Especificação

Pressão máxima de entrada	200 bar
Pressão de saída.....	1 a 16 bar
Caudal nominal de azoto.....	25 Nm ³ /h*
Pressão de regulação	24 bar

Taxa de fuga interna/externa $\leq 3 \times 10^{-7}$ mbar.l/s de hélio, Temperaturas de funcionamento: -20°C a +50°C.

*Débito à pressão de saída máxima (P2) garantido até uma pressão de entrada igual à 2P2 + 1 bar.

Matérias

Corpo	Latão cromado
Sede	Latão
Valvula	Latão revestido com PTFCE
Membrana	Aço inoxidável
Filtro	Monel® 400
Manómetro	Mecanismo em liga de cobre, Ø 50 mm, Vedantes em PA 6.6

Válvula Vedantes em EPDM, Válvula reguladora em latão, Corpo em aço inoxidável 303

Monel® é uma marca registada da Special Metals Corporation.

Vantagens

Versatilidade de uso:

Uma ampla gama de débitos para versatilidade de uso em produção e laboratório.

Prático:

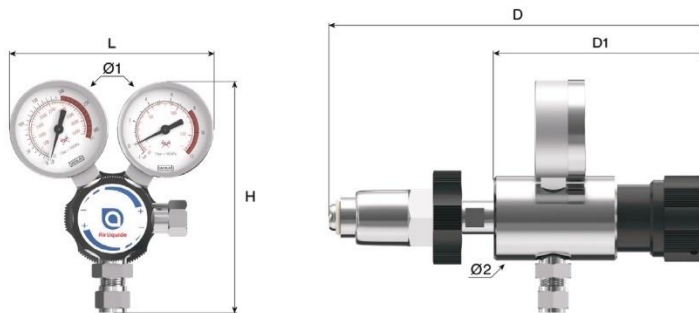
A saída vertical facilita a conexão de mangueiras flexíveis.

Alerta de segurança

⚠ Atenção! Em caso de utilização com gases combustíveis, recolher imperativamente as válvulas de segurança e escape.

Dimensões

Comprimento (L) : 107 mm
Altura (H) : 98 mm
Profundidade (D) : 185 mm
Profundidade (D1) : 110 mm
Ø1 : 50 mm
Ø2 : 45 mm
Peso líquido : 1.31 kg



Manual de instruções

OP 150

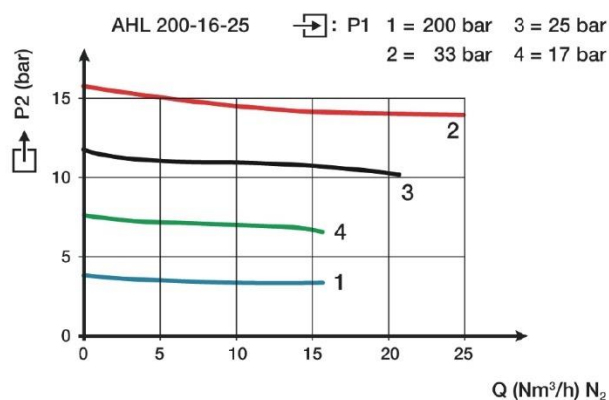
Ligação

Racor de entrada: Conexão alta pressão (AP) de acordo com o gás

Racor de saída: 2 portas de saída G 3/8 BSPP fêmea

Racor da válvula: Porta de saída G 1/4 BSPP fêmea

Curva de débito










Configuração do modelo

Os redutores são fornecidos com uma entrada alta pressão adaptada ao tipo de gás utilizado e com um ou vários raccords de saída (para montagem conforme o caso). Eles são na origem equipados com dois manômetros de alta e baixa pressão e de uma válvula de segurança.

Produto

Referência	Designação curta	Gás	Pressão de entrada	Pressão de saída	Caudal	Racor de entrada	Racor da saída	Matéria
7793	RED AHL 200-16-25 NF E - OE 6MM	H2	200 bar	16 bar	25 Nm ³ /h	NF E	OL 6mm	Latão
15676	RED AHL 200-16-25 NF C - BC 6MM	Gases Inertos	200 bar	16 bar	25 Nm ³ /h	NF C	BC 6mm	Latão
15677	RED AHL 200-16-25 NF E - BC 6MM	H2	200 bar	16 bar	25 Nm ³ /h	NF E	BC 6mm	Latão
15678	RED AHL 200-16-25 NF F - BC 6MM	O2	200 bar	16 bar	25 Nm ³ /h	NF F	BC 6mm	Latão
15684	RED AHL 200-16-25 NF C - OE 6MM	Gases Inertos	200 bar	16 bar	25 Nm ³ /h	NF C	OL 6mm	Latão
15685	RED AHL 200-16-25 NF F - OE 6MM	O2	200 bar	16 bar	25 Nm ³ /h	NF F	OL 6mm	Latão
87336	RED AHL 200-16-25 NF C - KIT N°2	Gases Inertos	200 bar	16 bar	25 Nm ³ /h	NF C	KIT N°2	Latão
191205	RED AHL 200-16-25 TIPO C/B4	Gases Inertos	200 bar	16 bar	25 Nm ³ /h	NF C	G 3/8 BSPP Fa	Latão
192064	REG AHL 200-16-25 NF F	O2	200 bar	16 bar	25 Nm ³ /h	NF F	G 3/8 BSPP Fa	Latão

Opções

	Referência	Designação longa
	16516	Conexão G 3/8 BSPP macho com oliva entalhado para tubo flexível Diâm. Int. 4 a 6 mm
	16521	Conexão Latão cromado G3/8 BSPP macho *Bicône Diâm. Ext. 1/8" Latão *Junta plana PTFCE
	16522	Conexão Latão cromado G3/8 BSPP macho *Bicône Diâm. Ext. 6 mm Latão *Junta plana PTFCE
	16523	Conexão Latão cromado G3/8 BSPP macho *Bicône Diâm. Ext. 1/4" Latão *Junta plana PTFCE
	16524	Conexão Latão cromado G3/8 BSPP macho *Bicône Diâm. Ext. 10 mm Latão *Junta plana PTFCE
	16526	Conexão Latão cromado G3/8 BSPP macho *Bicône Diâm. Ext. 8 mm Latão *Junta plana PTFCE
	16532	Kit N°2 *Conexões Inox G3/8 BSPP macho * BC Ø Ext. 1/8" e 6 mm Inox *Junta plana PTFCE
	16558	Conexão Inox G3/8 BSPP macho *Bicône Diâm. Ext. 6 mm Inox *Junta plana PTFCE

	Referência	Designação longa
	16562	Conexão Inox G3/8 BSPP macho *Bicône Diâm. Ext. 8 mm Inox *Junta plana PTFCE
	16564	Conexão Inox G3/8 BSPP macho *Bicône Diâm. Ext. 3/8" Inox *Junta plana PTFCE
	16565	Conexão Inox G3/8 BSPP macho *Bicône Diâm. Ext. 1/4" Inox *Junta plana PTFCE
	16566	Conexão Inox G3/8 BSPP macho *Bicône Diâm. Ext. 1/8" Inox *Junta plana PTFCE
	16567	Conexão Inox G3/8 BSPP macho *Bicône Diâm. Ext. 10 mm Inox *Junta plana PTFCE
	16569	Conexão Inox G3/8 BSPP macho *Bicône Diâm. Ext. 12 mm Inox *Junta plana PTFCE
	19207	Detector de fuga AEROSOL *1000 BULLES"
	19286	CONEXÃO G 3/8 BSPP Macho com Olive Entalhado para Tubo Flexível Ø Int. 8 a 10mm - Latão-Cr (3 peças)

Peças de substituição

Referência	peças de substituição	Designação longa
7793	16004	Manômetro Indic. Pressão : 0+16+25 bar Ø50 mm *Entrada vertical M10x1 *Mecanismo em liga de cobre
	17141	Junta plana em PTFCE (Kel-F®) 14,5x10x2 para porta de saída G3/8 BSPP (bolsa de 10)
	167800	Kit de Juntas planas para Manômetro M10x1 (2 Juntas EP 0,5 mm, 2 Juntas EP 1 mm, 2 Juntas EP 1,5 mm)
15676	16004	Manômetro Indic. Pressão : 0+16+25 bar Ø50 mm *Entrada vertical M10x1 *Mecanismo em liga de cobre
	17141	Junta plana em PTFCE (Kel-F®) 14,5x10x2 para porta de saída G3/8 BSPP (bolsa de 10)
	167800	Kit de Juntas planas para Manômetro M10x1 (2 Juntas EP 0,5 mm, 2 Juntas EP 1 mm, 2 Juntas EP 1,5 mm)
15677	16004	Manômetro Indic. Pressão : 0+16+25 bar Ø50 mm *Entrada vertical M10x1 *Mecanismo em liga de cobre
	17141	Junta plana em PTFCE (Kel-F®) 14,5x10x2 para porta de saída G3/8 BSPP (bolsa de 10)
	167800	Kit de Juntas planas para Manômetro M10x1 (2 Juntas EP 0,5 mm, 2 Juntas EP 1 mm, 2 Juntas EP 1,5 mm)
15678	16004	Manômetro Indic. Pressão : 0+16+25 bar Ø50 mm *Entrada vertical M10x1 *Mecanismo em liga de cobre
	17141	Junta plana em PTFCE (Kel-F®) 14,5x10x2 para porta de saída G3/8 BSPP (bolsa de 10)
	167800	Kit de Juntas planas para Manômetro M10x1 (2 Juntas EP 0,5 mm, 2 Juntas EP 1 mm, 2 Juntas EP 1,5 mm)
15684	16004	Manômetro Indic. Pressão : 0+16+25 bar Ø50 mm *Entrada vertical M10x1 *Mecanismo em liga de cobre
	17130	Junta tórica EPDM 10,5x2,7 R9 EP851
	17141	Junta plana em PTFCE (Kel-F®) 14,5x10x2 para porta de saída G3/8 BSPP (bolsa de 10)

Referência	peças de substituição	Designação longa
15684	167800	Kit de Juntas planas para Manômetro M10x1 (2 Juntas EP 0,5 mm, 2 Juntas EP 1 mm, 2 Juntas EP 1,5 mm)
15685	16004	Manômetro Indic. Pressão : 0+16+25 bar Ø50 mm *Entrada vertical M10x1 *Mecanismo em liga de cobre
	17132	Junta tórica EPDM 5,7x1,9mm R5 EP851
	17141	Junta plana em PTFCE (Kel-F®) 14,5x10x2 para porta de saída G3/8 BSPP (bolsa de 10)
87336	167800	Kit de Juntas planas para Manômetro M10x1 (2 Juntas EP 0,5 mm, 2 Juntas EP 1 mm, 2 Juntas EP 1,5 mm)
	16004	Manômetro Indic. Pressão : 0+16+25 bar Ø50 mm *Entrada vertical M10x1 *Mecanismo em liga de cobre
	17130	Junta tórica EPDM 10,5x2,7 R9 EP851
191205	17141	Junta plana em PTFCE (Kel-F®) 14,5x10x2 para porta de saída G3/8 BSPP (bolsa de 10)
	167800	Kit de Juntas planas para Manômetro M10x1 (2 Juntas EP 0,5 mm, 2 Juntas EP 1 mm, 2 Juntas EP 1,5 mm)
	16004	Manômetro Indic. Pressão : 0+16+25 bar Ø50 mm *Entrada vertical M10x1 *Mecanismo em liga de cobre
192064	17141	Junta plana em PTFCE (Kel-F®) 14,5x10x2 para porta de saída G3/8 BSPP (bolsa de 10)
	167800	Kit de Juntas planas para Manômetro M10x1 (2 Juntas EP 0,5 mm, 2 Juntas EP 1 mm, 2 Juntas EP 1,5 mm)
	16004	Manômetro Indic. Pressão : 0+16+25 bar Ø50 mm *Entrada vertical M10x1 *Mecanismo em liga de cobre

Anexo IV - Rotâmetro



Contimetra Instrumentos Industriais, Lda
Rua do Proletariado, 15 B
2790-138 Carnaxide
NIF 500074216

Versão nº 1

Processo Nº:
V/ Consulta Nº: Email 23/01/2024
Proposto por:
Data: 03.04.2024

Para:

INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE
Eng Ruben Valente
RUA CONSELHEIRO EMIDIO NAVARRO 1
LISBOA
1959-007 LISBOA
NIF: 600016234

Assunto: Rotâmetro Gemü - Cotação

Item	N/ Referência Designação	Referência Fabricante	Quant.	Pr. Unit.	Desc.	Pr. Liquid.	Total	Prazo (Entrega)
------	--------------------------	-----------------------	--------	-----------	-------	-------------	-------	-----------------

- Material GEMÜ -

1 #GEMU

865/R10/D7-21-14-1-11-100%.ROTAMETRO

Rotâmetro Gemü série 865

DN10

Ligações ao processo inserção/colar

Tubo em poliamida

Vedante em EPDM

Acessórios de ligação em PVC e PP

Escala 10..100% com escala de conversão.

NOTA FABRICANTE:

Com este tubo e escala podem ir até aos 13 kg/h nos primeiros gases sendo que na última mistura gas natural com 20% H2, pode ir no máximo até 12.5 kg/h

The Flowmeter can works with the following gases mixtures:

Natural gas – 0.0104 cP and 1.448 cSt

Natural gas with 5% in volume of H2 – 0.0103 cP and 1.880 cSt

Natural gas with 10% in volume of H2 – 0.0102 cP and 2.312 cSt

Natural gas with 20% in volume of H2 – 0.0101 cP and 3.174 cSt

additional information: scale in kg/h for 10 bar/abs and 10°C

Software PHC - Emitido por programa certificado

Este documento não serve de fatura

AGRADECEMOS QUE NA SUA ENCOMENDA INDIQUE SEMPRE O Nº DA NOSSA PROPOSTA E PROCESSO

Página 1 de 1

Mercadoria fornecida ao abrigo das condições gerais de venda da Contimetra, oportunamente transmitidas e disponíveis em <http://www.contimetra.com>

Local de Entrega: Nossas Instalações
Transporte: Vossa Conta
Validade da proposta: 30 Dias
Condições de Pagamento: De acordo com as nossas condições gerais de venda disponíveis em <http://www.contimetra.com>

Observações:**Encomendas inferiores a 100,00€ (excluindo IVA) são processadas em Venda a Dinheiro.**

Documentação técnica em anexo.

conversion table

for flowmeter

original scale:	10-100% (-/14)
engraved scale:	7-1041-1011
converted to:	nat. gas 10 bar/abs (65/14)
density original / conversion:	- / see below
viscosity original / conversion:	- / see below
temperature original / conversion:	- / 10°C

scale original	scale converted	scale converted	scale converted	scale converted
	100% nat. gas	95% nat. gas	90% nat. gas	80% nat. gas
		5% H2	10% H2	20% H2
	0,00079 g/cm ³	0,00075 g/cm ³	0,00072 g/cm ³	0,00065 g/cm ³
	0,0104 cp	0,0103 cp	0,0102 cp	0,0101 cp

(mm)	%	kg/h	kg/h	kg/h	kg/h
19,4	10	1,85	1,80	1,76	1,67
28,3	15	2,64	2,57	2,51	2,38
35,8	20	3,34	3,25	3,18	3,02
42,5	25	3,95	3,84	3,76	3,57
48,7	30	4,57	4,44	4,35	4,12
54,6	35	5,16	5,02	4,92	4,66
60,0	40	5,71	5,56	5,44	5,16
65,3	45	6,25	6,09	5,96	5,65
70,4	50	6,76	6,58	6,45	6,12
75,4	55	7,27	7,08	6,93	6,58
80,4	60	7,79	7,58	7,43	7,04
85,4	65	8,33	8,11	7,94	7,53
90,5	70	8,87	8,64	8,46	8,02
95,6	75	9,41	9,16	8,97	8,50
100,7	80	9,99	9,72	9,52	9,03
105,7	85	10,60	10,32	10,11	9,59
110,7	90	11,20	10,91	10,68	10,14
115,7	95	11,76	11,46	11,22	10,65
120,8	100	12,35	12,03	11,78	11,18

Anexo V – Detetor de Hidrogénio

SGT-P SINGLE GAS MONITOR

Single Gas Monitor

The SENKO SGT-P is a portable single gas detector, designed to detect the presence of oxygen and other toxic gases in the environment. Designed to withstand the harshest conditions using SENKO's patented housing design. The SGT can be used in hazardous atmospheres and displays current live gas readings. Being re-useable and serviceable, it makes the SGT the ideal solution for personal safety.



▶ **Clear and Concise Alarms**

Audible, Visual and Vibration Alarms
The SGT single gas detector by SENKO is equipped with clear audible, visual and vibration alarms with live gas readings.

▶ **Withstand the Harshest Conditions**

The SENKO SGT single gas monitor is built to last. With their unique design and sensor build, the SGT gas monitor is the most durable single gas detector available on the market.

▶ **Built to Last**

Long Life Sensor Technology.
The SGT features leading long life sensor technology. This ensures that when you buy a SENKO SGT from IGD you will reduce your long term upkeep costs.

▶ **Variety of Sensor Options**

The SGT has a variety of sensor options, making it very versatile to meet the changing demands of site. Including: O₂, CO, H₂S, NH₃, NO₂, H₂ and SO₂.

▶ **Reassuringly Competent & Cost Effective**

The SGT comes with a 2 year no quibble guarantee. IGD are also the UK/EU approved service centre and distributor for SENKO.

* Terms and Conditions Apply

Document Ref: POR-SGP V1.00



internationalgasdetectors.com

+44 (0)161 483 1415

sales@internationalgasdetectors.com

/international-gas-detectors-ltd

Triton House

Crosby Street

Stockport

SK2 6SH

Fully Certified and Quality Approved

- ATEX/IECEX
- Intrinsically Safe
- CSA
- UL
- InMetro

Supplied with:

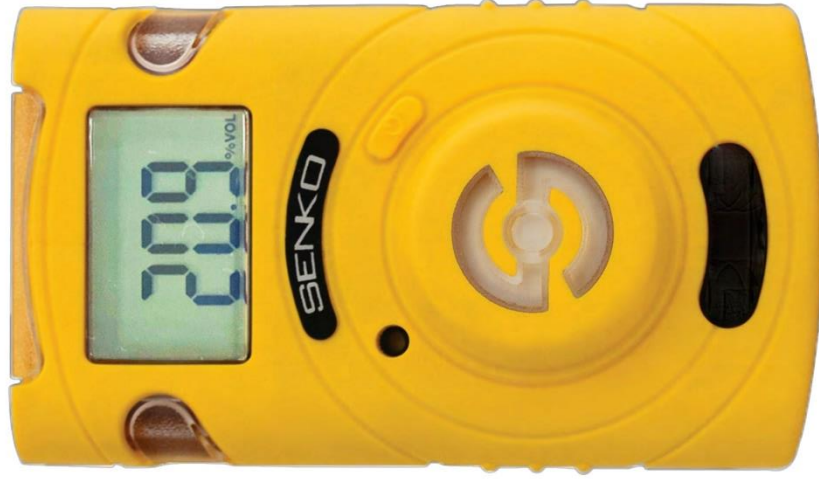
- 1x SGP Single Gas Monitor
- 1x Calibration Certificate
- 1x Calibration Adaptor
- 1x User Manual
- 1x 24 Month Warranty

Specifications at a Glance

Model	POR-SEN-XXX					
Gas Type	O2	CO	SO2	H2	H2S	NH3
Measuring Type	Electrochemical Cell					
Measuring method	Diffusion Type (Option: Sampling Type (Sp-pump 101))					
Measuring range	0-30%Vol	0-500ppm	0-20ppm	0-1000ppm	0-100ppm	0-100ppm
Sensor life time	2 year	> 2 year	> 2 year	> 2 year	> 2 year	> 2 year
Resolution	0.1%VOL	1ppm	0.1ppm	5ppm	1ppm	1ppm
Display	LCD Display (Back-light)					
Alarm display	RED, Flashing LEDs (Light-Emitting Diode)					
Alarm level set	User Selectable via SGT IR Link and PC Software					
Data Log	30 most recent events					
Ingress Protection	IP66/IP67					
Programme set mode	User Selectable via SGT IR Link and PC Software					
Operating temperature	-40°C to +50°C					
Operating humidity	-35°C to +50°C (for O2) 5% to 95% RH (Non-condensing)					
Battery	Lithium battery					
Material	Polycarbonate and rubber					
Dimensions	54(W) x 91(H) 32(D)mm					
Weight	93g					
Approval	ATEX II 1G Ex Ia IIC T4 Ga I ECEX Exia IIC T4					
Options	Sampling Pump (SP-Pump 101), SENKO IR LINK, Docking Station					
Warranty	2 years					

No-nonsense - See Gas = Go Beep

Fast, accurate and reliable personal single gas monitor.



TYPICAL APPLICATIONS

- Personal Protection
- Emergency Workers
- Steel Works
- Slurry Pits and Farms
- Refrigeration Engineers
- Refineries
- Cryogenics
- And more.

SGP SINGLE GAS
Portable Single Gas Maintainable Detector

The SGT P maintainable single gas detector is designed for use in hazardous areas and offers reliable and durable monitoring in a compact, lightweight package. SGT P is available for hydrogen sulphide (H2S), carbon monoxide (CO), Ammonia (NH3), Hydrogen (H2), Sulphur dioxide (SO2), or oxygen (O2), Hydrogen (H2), Oxygen (O2), Ammonia (NH3), Nitrogen Dioxide (NO2). SGT is designed to withstand the harshest industrial working conditions and is simple to operate and understand.

FEATURES



Clear, Visual Display.

Clear display showing live gas readings and available back light for darker areas.



Leading Sensor Technology

The SGP utilises world leading long life sensor technology. In addition the SGP is also serviceable to keep costs down.



Ergonomic Design

Small format with an ergonomic design, alligator clip and simple 1 button operation.



Large Battery & Rechargeable

Thus ensuring long operational battery life, in addition the sensor has replaceable batteries.

Notas

¹ Está para além dos objetivos desta revisão a abordagem do ciclo a gás fechado. A sua utilização é pouco comum e não existem à data quaisquer centrais a operar com este ciclo [5].

² O termo T_3/T_1 é comumente representado por t [5].

³ Entenda-se por “simples” a identificação de um ciclo a gás sem equipamentos que permitam reaquecimento, pré-aquecimento ou arrefecimento intermédio.

⁴ Em alternativa a *twin-shaft*, também é comumente utilizada a designação *split-shaft*.

⁵ A temperaturas suficientemente elevadas (superiores a 1500 K) torna-se pertinente estudar o efeito da dissociação, e uma vez que este fenómeno é fortemente influenciado pela variação de pressão, o calor específico passa não só a ser função da temperatura, mas também da pressão.

⁶ Apesar de não reagir diretamente com o combustível o azoto poderá sofrer alterações devido às temperaturas elevadas formando óxidos de azoto.

⁷ Nm³ - Metro cúbico normal, unidade de medida que indica o valor que uma matéria sólida, líquida ou gasosa de massa constante ocupa num determinado espaço em condições padrões.

⁸ Os investimentos estrangeiros podem tomar vertentes que não se enquadram na divisão clássica “direto/indireto”, como é o caso das *joint ventures*, contratos de licenciamento, etc. Para mais detalhes, remete-se o leitor para [29].

⁹ *DLE – Dry Low Emission*, é uma tecnologia utilizada em turbinas a gás que permite uma combustão a temperatura inferior reduzindo a produção de NO_x.