



Introdução de um Expansor do Tipo Parafuso no Processo de Redução de Pressão do Gás Natural

JOÃO FILIPE FERREIRA REIS
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Dissertação para obtenção do grau de mestre em Engenharia Mecânica

Orientadores:

Professor Doutor Nuno Alexandre Soares Domingues
Professor Doutor Jorge Mendonça e Costa

Júri:

Presidente: Doutor Silvério João Crespo Marques
Vogais:

Doutora Isabel Maria Pereira Bastos Malico
Doutor Nuno Alexandre Soares Domingues

Maio 2020



INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA
Área Departamental de Engenharia Mecânica

Introdução de um Expansor do Tipo Parafuso no Processo de Redução de Pressão do Gás Natural

JOÃO FILIPE FERREIRA REIS
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Dissertação para obtenção do grau de mestre em Engenharia Mecânica

Orientadores:

Professor Doutor Nuno Alexandre Soares Domingues
Professor Doutor Jorge Mendonça e Costa

Júri:

Presidente: Doutor Silvério João Crespo Marques

Vogais:

Doutora Isabel Maria Pereira Bastos Malico
Doutor Nuno Alexandre Soares Domingues

Maio 2020

Este documento não foi escrito
segundo o novo acordo ortográfico.

"It always seems impossible until it's done."

Nelson Mandela

Agradecimentos

Em primeiro lugar não posso deixar de agradecer à minha família. Aos meus pais cujo apoio e dedicação ao longo da minha vida foi imprescindível em todas as etapas que consegui alcançar. Ao meu irmão, por todo o apoio e motivação. À minha tia, cujo apoio e compreensão sempre foram imprescindíveis para mim.

Gostaria de deixar um especial agradecimento ao professor Tiago Charters de Azevedo, cuja ajuda e interesse demonstrado pelo tema se demonstraram fulcrais durante a realização do presente trabalho. Além da ajuda disponibilizada na realização do modelo desenvolvido, agradeço o modelo oferecido, do qual me fiz acompanhar durante todas as alturas nas quais a complexidade da máquina me tentou levar a melhor.

Tenho também de agradecer a todos os meus amigos por todo o apoio e compreensão dados ao longo do meu percurso, que mesmo não estando directamente envolvidos no presente trabalho o tornaram possível por estarem presentes em todos os momentos, bons e menos bons da minha vida. Um especial obrigado ao Ruben Bernardino, ao Francisco Zdanowski e ao Pedro Gaspar, pela disponibilidade e interesse no meu trabalho, e pelos momentos de discussão e troca de ideias que me ajudaram, sem dúvida, na sua realização.

Por fim quero fazer um agradecimento especial, ao meu afilhado de praxe, Nathan Martins, pela determinação e perseverança, que apesar de não estar directamente envolvido neste trabalho, contribuiu para inspiração necessária à sua conclusão.

Resumo

O presente trabalho surge numa tentativa de colmatar uma lacuna energética observada no processo de redução de pressão do gás natural, onde a energia de pressão do gás é, actualmente, desperdiçada por válvulas redutoras.

Por forma a actuar sobre esta má utilização energética, são propostas máquinas do tipo parafuso como candidatas, adequadas, para realizar a extracção da energia de pressão contida no gás, durante este processo.

Ao estudar compressores do tipo parafuso, com o objectivo de preencher esta lacuna encontrada, actualmente, no processo de redução de pressão do gás natural, pretende-se não só incentivar o estudo e implementação deste tipo de máquinas, actualmente detido estritamente por fabricantes, como, também, chamar à atenção e actuar sobre o actual paradigma energético, cuja exigência de melhores e mais eficientes práticas de exploração e utilização energética se torna cada vez mais evidente e necessária.

Desta forma, é desenvolvido um modelo, teórico, no qual se tenta avaliar, de forma preliminar, a instalação e utilização de expansores do tipo parafuso em postos de redução e medição de gás natural, onde é contornada a necessidade, actual, de um conhecimento prévio de uma geometria preliminar dos perfis dos rotores da máquina. Desta forma facilitando-se o crescimento de aplicações relacionadas com estas máquinas, ao eliminar necessidades de *know-how* prévio.

O modelo desenvolvido não só respeita a física do problema, como demonstra resultados promissores ao ser capaz de acompanhar os resultados obtidos em estudos paralelos, como análises exergéticas, e ao corresponder com exactidão aos dados fornecidos, de potência, do caso de estudo considerado.

Contudo, não deixa de ser considerado que o modelo necessita de mais oportunidades de aplicação, por forma a ser possível concluir, com certeza, acerca da sua viabilidade e aplicabilidade.

Palavras chave

Gás Natural; Redução de Pressão; Produção de Energia; Expansores Volumétricos; Expansor do tipo Parafuso

Abstract

The present work arises from the attempt to fill an energy gap spotted in the natural gas pressure reduction process, where the pressure energy from the gas is currently being wasted by pressure reduction valves.

In order to act against this energy waste, twin screw machines are proposed as suitable candidates to harness the pressure energy held by the gas during this process.

By studying twin screw expanders, in order to fill this gap found in the current natural gas pressure reduction process, it's intended to increase the study and implementation of twin screw machines, which is currently strictly held by companies. By these means it's also hoped to warn and act upon the current energy paradigm, which is increasingly demanding better and more efficient energy exploitation and use.

Therefore, a theoretical model is developed, in which is attempted to perform a preliminary evaluation of twin screw expanders installation and utilization within natural gas reduction and measurement stations, where the current need of previously known rotor geometries is by-passed, fostering the implementation of these machines by eliminating some previous know-how needs.

The developed model seems to respect the problem's physical constraints, showing promising results as it holds, against some parallel studies, such as an exergy analysis, and is able to match power output measured in a selected case study.

Nonetheless, the model still needs further testing in order to really conclude about its feasibility and applicability.

Key words

Natural Gas; Pressure Reduction; Energy Production; Volumetric Expanders; Twin Screw Expander

Simbologia e Abreviaturas

Símbologia

Latina

A	Área transversal do lóbulo	m
c_p	Calor específico a pressão constante	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
c_v	Calor específico a volume constante	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
\vec{C}	Velocidade do fluido	m s^{-1}
e	Energia específica do sistema	J kg^{-1} ou N m kg^{-1}
$e_{rev.}$	Energia libertada por revolução dos rotores	J/revolução
E	Energia contida no sistema	J ou N m
E_c	Energia cinética do fluido	J ou N m
E_p	Energia potencial do fluido	J ou N m
E_ψ	Erro entre os balanços exergéticos real e ideal	adim.
E_{ψ_i}	Erro entre o balanços exergético ideal e a potência obtida	adim.
E_{ψ_r}	Erro entre o balanços exergético ideal e a potência obtida	adim.
f	Frequência de rotação dos rotores/da rede	Hz ou s^{-1}
F_{1n}	Área da secção transversal dos lóbulos do rotor macho	m^2
F_{2n}	Área da secção transversal dos lóbulos do rotor fêmea	m^2
g	Aceleração gravítica	m s^{-2}
h	Entalpia específica do fluido	J kg^{-1} ou N m kg^{-1}
H	Entalpia do fluido	J ou N m
I	Irreversibilidades do processo	J kg^{-1} ou N m kg^{-1}
L	Comprimento dos rotores	m
m	Massa de fluido contida num lóbulo	kg
$m_{tot.}$	Massa total de fluido contida no interior da máquina	kg
\dot{m}	Caudal mássico	kg s^{-1}
\dot{m}_t	Caudal mássico teórico	kg s^{-1}
M_w	Massa molar do gás	kg mol^{-1}
n	Número de moles do gás	mol
\vec{n}	Vector, unitário, perpendicular à superfície de controlo	adim.
N	Velocidade angular da máquina	rpm
P	Pressão do fluido/lóbulo do expansor do tipo parafuso	Pa ou N m^{-2}
Q	Calor do sistema	J ou N m
\dot{Q}	Fluxo de calor	W ou J s^{-1}
r	Constante específica do gás	$\text{J K}^{-1} \text{kg}^{-1}$
R	Contante universal dos gases perfeitos	$\text{J K}^{-1} \text{mol}^{-1}$

s	Entropia específica do fluido	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
t	Tempo	s
T	Temperatura do fluido	K
u	Energia interna específica do fluido	J kg^{-1} ou N m kg^{-1}
U	Energia interna do fluido	J ou N m
v	Volume específico do fluido	$\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$
V	Volume do fluido/lóbulo do expansor do tipo parafuso	m^3
\dot{V}	Caudal volúmico que atravessa a máquina	$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$
w	Componente transversal da velocidade do fluido	m s^{-1}
W	Trabalho realizado	J ou N m
W_i	Trabalho ideal	J ou N m
$W_{rev.}$	Trabalho reversível	J ou N m
\dot{W}	Potência	W ou J s^{-1}
\dot{W}_{CE}	Potência medida no caso de estudo	W ou J s^{-1}
$\dot{W}_{exp.}$	Potência extraída pela máquina, durante a expansão	W ou J s^{-1}
\dot{W}_η	Potência extraída considerando rendimentos	W ou J s^{-1}
\dot{W}_ψ	Potência reversível	W ou J s^{-1}
\dot{W}_{ψ_i}	Potência reversível, ideal	W ou J s^{-1}
\dot{W}_{ψ_r}	Potência reversível, real	W ou J s^{-1}
z	Número de lóbulos do rotor considerado	adim.
Z	Altura do escoamento	m

Grego

γ	Índice adiabático do gás	adim.
Δ	Varição da propriedade	adim.
η_{el}	Rendimento global do gerador eléctrico	adim.
η_{mec}	Rendimento mecânico do expansor	adim.
η_T	Rendimento isentrópico	adim.
η_V	Rendimento volumétrico	adim.
θ	Posição angular do rotor	rad
θ_w	Ângulo de abraçamento	rad
ρ	Massa específica do fluido	kg m^{-3}
$\sigma_{Pot.}$	Desvio entre as potências obtida e do caso de estudo	adim.
ψ	Exergia num sistema aberto	J kg^{-1} ou N m kg^{-1}
ω	Velocidade angular da máquina	rad s^{-1}

Abreviaturas

BIVR	<i>Built-In Volume Ratio</i>
COR	Ciclo Orgânico de Rankine
DHC	<i>District Heat and Cooling</i>
LGN	Líquidos de gás natural
PRM	Posto de redução e medição
TTR	Teorema de Transporte de Reynolds

Conteúdo

Agradecimentos	vii
Resumo	ix
Abstract	xi
Simbologia e Abreviaturas	xiii
Lista de Figuras	xvii
Lista de Tabelas	xix
1 Introdução	1
1.1 Motivação	1
1.2 Objectivos	3
1.3 Metodologia	3
2 Estado da Arte	5
2.1 Gás Natural	5
2.1.1 Classificação do Gás Natural	6
2.1.2 Impacto Ambiental	8
2.2 Redução de Pressão do Gás Natural	10
2.2.1 Método Convencional de Redução de Pressão	11
2.2.2 Expansor como Elemento Redutor de Pressão	13
2.3 Máquina Expansora do Tipo Parafuso	20
2.3.1 Princípio de Operação	22
2.3.2 Variantes da Máquina	25
2.3.3 Revisão Tecnológica	26
3 Modelo Matemático	33
3.1 Modelo do Expansor	33
3.2 Simplificação do Modelo	39
3.2.1 Equação de Estado	40
3.2.2 Perfil de Evolução do Volume	40
3.2.3 Termo Térmico	42
3.2.4 Termo do Trabalho Aplicado ao Fluido	43
3.2.5 Termo Energético	44
3.2.6 Expressão Simplificada	47

3.3	Metodologia de Resolução	49
3.3.1	Expressões Auxiliares	49
3.3.2	Metodologia de Cálculo	50
3.4	Introdução de Rendimentos	51
3.4.1	Cálculo do Rendimento Volumétrico	51
3.4.2	Cálculo do Rendimento Isentrópico	53
4	Aplicação do Modelo, Interpretação e Discussão de Resultados	57
4.1	Caso de Estudo	57
4.2	Resultados Obtidos do Modelo Desenvolvido	59
4.2.1	Perfis Obtidos	59
4.2.2	Propriedades Obtidas	64
4.3	Análises de Sensibilidade	66
4.3.1	Influência do Número de Lóbulos	66
4.3.2	Influência do Ângulo de Abraçamento	70
4.3.3	Influência Global da Geometria	74
4.4	Potência Obtida VS Exergia	77
4.5	Aplicação de Rendimentos à Potência Obtida	80
4.5.1	Aplicação do Rendimento Volumétrico	80
4.5.2	Aplicação do Rendimento Isentrópico	82
4.5.3	Aplicação dos Rendimentos Mecânico e Eléctrico	84
4.5.4	Verificação da Potência Obtida	85
5	Conclusões e Trabalho Futuro	89
	Bibliografia	93
A	Cálculo das Propriedades do Gás Natural	97
A.1	Metodologia de Cálculo	97
A.2	Cálculos Efectuados e Resultados	101
B	Aplicação do Modelo Desenvolvido ao Caso de Estudo	105
C	Análises de sensibilidade	109
C.1	Análise de Sensibilidade ao Número de Lóbulos	109
C.2	Assíptota do Número de Lóbulos	111
C.3	Análise de Sensibilidade ao Ângulo de Abraçamento	113
C.4	Assíptota do Ângulo de Abraçamento	115
D	Análise Exergética	117
D.1	Metodologia de Cálculo	117
D.1.1	Cálculos Auxiliares	118
D.1.2	Cálculo de Erros	121
D.2	Cálculos Efectuados	123
D.3	Função para o Cálculo da Entalpia	124
D.4	Função para o Cálculo da Entropia	125
E	Introdução de Rendimentos no Modelo	127
F	Publicação no Âmbito do Tema	129

Lista de Figuras

2.1	Classificação do gás natural segundo se encontra na natureza	7
2.2	Linha convencional de redução de pressão num PRM	11
2.3	Esquema de funcionamento de uma válvula redutora de diafragma . .	11
2.4	Diagrama $h-s$, redução de pressão idealmente isentálpica	12
2.5	Esquema da montagem do expansor	16
2.6	Diagrama $h-s$, redução de pressão idealmente isentrópica	17
2.7	Compressor desenvolvido por Alf Lysholm	20
2.8	Exemplos de perfis desenvolvidos pela SRM	21
2.9	Classificação de compressores e expansores	22
2.10	Processo de expansão da máquina do tipo parafuso	23
2.11	Variações de pressão e volume típicas	24
2.12	Variates lubrificada e seca da máquina	25
2.13	Diagrama $T-s$ de um COR convencional <i>vs</i> expansor parafuso	27
2.14	Esquema das fugas presentes numa máquina do tipo parafuso	28
3.1	Esquema para a expansão	33
3.2	Perfil de variação do volume obtido por Erdeweghe et al. (2016) . . .	41
3.3	Aproximação linear para o volume da máquina	42
3.4	Esquema entre a relação dos fluxos de calor presentes na máquina . .	43
3.5	Diagrama $h-s$, para o processo real e isentrópico, de expansão	54
4.1	Instalação do expansor no PRM	57
4.2	Diagrama da instalação do expansor do tipo parafuso no PRM	58
4.3	Perfil obtido para o volume interno dos lóbulos	60
4.4	Perfil obtido para a temperatura no interior dos lóbulos	60
4.5	Perfil obtido para a pressão no interior dos lóbulos	61
4.6	Diagrama P-V de cada lóbulo	61
4.7	Perfil obtido para a massa específica no interior dos lóbulos	62
4.8	Curva P- ρ obtida para o processo	62
4.9	Perfil obtido para a energia extraída do processo	63
4.10	Perfil obtido para a potência extraída pelo expansor	64
4.11	Evolução da potência extraída em função do número de lóbulos	68
4.12	Assíntota da potência extraída em função do número de lóbulos . .	70
4.13	Evolução da potência extraída em função do ângulo de abraçamento .	73
4.14	Assíntota da potência extraída em função do ângulo de abraçamento	74
4.15	Rendimento volumétrico, teórico, ao longo do processo de expansão .	81
4.16	Rendimentos isentrópicos medidos por Diao et al. (2018)	83

D.1 Balanço exergético do expensor 117

Lista de Tabelas

2.1	Composição típica do gás natural à extracção	6
2.2	Projectos abandonados nos EUA	14
2.3	Projectos de sucesso	15
4.1	Valores nominais das condições de funcionamento do expansor	58
4.2	Resultados obtidos para as condições do caso de estudo	64
4.3	Propriedades afectadas pela variação do número de lóbulos	67
4.4	Influência do número de lóbulos na potência extraída	69
4.5	Potência máxima obtida para a variação do número de lóbulos	69
4.6	Propriedades afectadas pela variação do ângulo de abraçamento	71
4.7	Influência do ângulo de abraçamento na potência extraída	72
4.8	Potência máxima obtida para a variação do ângulo de abraçamento	74
4.9	Mapa de potências em função da geometria da máquina	76
4.10	Potência máxima obtida, independente da geometria do expansor	77
4.11	Resultados obtidos dos balanços exergéticos	79
4.12	Valores resultantes da aplicação do rendimento isentrópico	83
4.13	Rendimentos mecânico e eléctrico considerados	85
4.14	Comparação entre as potências obtida e medida no caso de estudo	85
A.1	Composição do gás natural da aplicação	97
A.2	Massa atómica dos elementos encontrados no gás natural	98
A.3	Índices numéricos para o cálculo do calor específico do gás natural	98

Capítulo 1

Introdução

1.1 Motivação

O panorama energético actual, e tal como se tem demonstrado a nível histórico, apresenta um enorme nível de instabilidade e um impacto global, asoerbante, a todos os níveis, afectando campos tão distintos, e aparentemente alheios, como a economia mundial e o ambiente. Será com base nas referências de Lior (2008) e Bilgen (2014) que se corroborará e concluirá este parágrafo inicial.

A preocupação e o cuidado com novas formas de obtenção de energia e a sua sustentabilidade não é uma novidade do nosso século. Desde 1973 que existe uma preocupação com a disponibilidade dos recursos fósseis e o estudo de alternativas renováveis aos mesmos. Desde a década de 70 que se previa a escassez do petróleo, apesar de na altura infundada, vindo-se a provar já em 2006 que as reservas actuais continham uma elevada capacidade para continuar a fornecer este recurso por largas décadas, segundo a evolução de consumo, anual, apresentada na época. Contudo estas preocupações continuariam válidas até ao presente, uma vez que surgem, já na década de 90 novas preocupações relativamente ao tema devido aos efeitos adversos que a produção, transporte e consumos energéticos provocam no ambiente, não só em termos de efeito de estufa, chuvas ácidas e *smog*, mas com a constatação de que a indústria energética provoca efeitos ainda mais profundos como poluição das águas, do ar, e costeira, bem como problemas de desflorestação e extinção de espécies.

Economicamente, o sector energético apresenta também um impacto colossal, uma vez que "a energia é um tópico especial por ser a chave da contribuição de quase todos os outros processos de consumo e produção" (Bilgen, 2014). Citando ainda o mesmo autor "a energia é, portanto, um parâmetro crucial que controla o crescimento e vários aspectos da actividade humana em geral". Desta forma, simples e directa, se entende que a indústria energética é a indústria 'mãe', mantendo o controle sobre a economia e o crescimento local, nacional, global. Assim a produção energética, ou a posse de recursos energéticos apresentam-se como o factor principal na determinação do potencial ou mesmo poder económico de um país, sendo que o seu bom ou mau aproveitamento e utilização pode provocar flutuações de enorme impacto económico, social e político, sendo o pensamento inverso também aplicável.

A nível social, uma vez que com a evolução tecnológica que se tem verificado nas últimas décadas advêm consequências como o aumento da qualidade de vida e da energia gasta, per capita, consequência da tecnologia e da banalização de *gadgets* e equipamentos electrónicos.

Desta forma, associado ao crescimento populacional, estes factores contribuem para um crescimento anual, inevitável, do consumo energético. Actualmente, mediante estes factores países em desenvolvimento, como a China e a Índia, com reservas consideráveis de recursos fósseis, investem agora na sua própria posição e projecção global, tornando-se, cada vez mais, potências industriais à custa de centrais e tecnologias mais básicas que as utilizadas nos países desenvolvidos, provocando maiores desequilíbrios a nível ambiental e económico.

Como consequência deste panorama cada vez mais prejudicial, ambientalmente, e da sua fraca robustez mediante flutuações económicas e políticas, bem como a carga introduzida pelo aumento populacional, global, cresce a necessidade de uma indústria energética sustentável. Esta sustentabilidade não se refere apenas à preferência a fontes de energia renováveis, mas sim a um planeamento e concepção de soluções de produção, transporte e consumo de energia tendo em conta, não só os habituais factores como a fonte de energia, potencial de produção ou transporte de energia e viabilidade de sistemas, como os seus impactos ambientais, sociais e económicos, tanto a curto como a longo prazo, corrigindo o actual panorama e enquadrando-o num cenário mais robusto e ambientalmente amigável.

Neste sentido realiza-se a presente dissertação, onde é abordado o processo de redução de pressão do gás natural. Este recurso apresenta, actualmente, reservas robustas e apesar de ter origem fóssil, após a sua queima, é o menor emissor da sua classe. Estes factores, bem como as actuais tecnologias de produção energética e a sua utilização noutras indústrias como matéria-prima, posicionam o gás natural como uma das melhores apostas na transição para uma cultura energética sustentável.

Contudo, tanto nesta transição como na utilização actual, sobretudo, dos recursos fósseis, há que promover uma boa utilização dos recursos e tecnologias, actuando sobre fragilidades e oportunidades de aproveitamento energético. Actualmente existe, na utilização deste recurso, tanto como combustível, como matéria-prima uma lacuna no aproveitamento deste recurso.

Aquando do seu transporte através de gasodutos de alta pressão, é feita uma redução da pressão de transporte, induzida a este recurso no gasoduto, para pressões de utilização industrial, de armazenamento ou simplesmente para transporte e distribuição de baixa pressão dentro de zonas populadas. Esta redução de pressão, contudo, não tem qualquer intenção de transformar esta energia potencial, guardada neste gás sob a forma de pressão, em energia eléctrica. Desta forma é abordada a introdução de uma máquina expansora, do tipo parafuso, numa tentativa de encontrar uma tecnologia adaptável a todos os postos de redução e medição de gás natural (PRM's), onde se dá lugar a esta redução de pressão, por forma a extrair o máximo potencial deste recurso na sua utilização.

1.2 Objectivos

O presente documento tem como objectivo principal, o desenvolvimento de um modelo termodinâmico, preliminar, para o estudo da aplicação de expansores do tipo parafuso como elementos redutores de pressão, em processos de redução de pressão de gás natural.

Este modelo visa a substituição de parâmetros de entrada complexos, como as relações cinemáticas de definição dos perfis dos rotores, deste tipo de expansor, por propriedades, ou relações de propriedades, provenientes de dados simples, relativos à aplicação pretendida, como caudais, pressões e temperaturas conhecidas da linha de transporte. Desta forma pretende-se obter um modelo de aplicação mais simples, capaz de contornar necessidades de pré-perfis ou de *know how* prévio, acerca deste tipo de equipamentos, por forma a potenciar a sua aplicação e familiarização no mercado.

Para este efeito recorre-se a ferramentas teóricas das áreas da mecânica de fluidos e termodinâmica, por forma a deduzir a expressão teórica, original, deste tipo de máquinas, precedendo-se à sua decomposição e simplificação, com base nas ferramentas disponíveis dentro das mesmas áreas disciplinares.

Definido o modelo, recorre-se à sua implementação em GNU Octave por forma a obter um *script*, simples, capaz de obter resultados quanto à aplicação do modelo, sobre qualquer caso de estudo desejado.

Após a implementação do modelo, em código, e sua subsequente aplicação a um caso de estudo, é possível retirar curvas e valores por forma a analisar o modelo quanto à sua viabilidade e aplicabilidade.

1.3 Metodologia

O ponto de partida desta dissertação dá-se com a identificação de lacunas relativas ao aproveitamento e produção de energia, no processo de redução de pressão do gás natural. Ao mesmo tempo que se identifica o potencial das máquinas do tipo parafuso para o aproveitamento da energia de pressão do gás natural, durante este processo, bem como as barreiras de conhecimento no que toca a este tipo de equipamentos, prejudicando a sua aplicação e ponderação em qualquer tipo de aplicação como expansor.

Numa tentativa de colmatar as lacunas encontradas, surge o presente trabalho, que se desenvolve ao longo de cinco capítulos.

No primeiro capítulo dá-se lugar à introdução do tema, abordando as motivações que levaram à elaboração do presente documento, os objectivos do mesmo, bem como a metodologia seguida ao longo da sua extensão.

O estado da arte é desenvolvido ao longo do segundo capítulo, onde se introduz, em primeiro lugar, o gás natural como recurso bem como a sua exploração, seguindo-se da introdução, e enquadramento termodinâmico, do processo de redução de pressão do gás natural. Relativamente a este enquadramento, e às suas possíveis soluções, é percorrida a bibliografia onde é exposta a solução convencional, para este processo,

bem como a introdução de um elemento expensor, percorrendo a cronologia e contexto histórico desta solução. Por fim, é apresentada a máquina do tipo parafuso, sendo esta enquadrada a nível histórico e técnico, recorrendo-se à bibliografia a si dedicada.

O terceiro capítulo, desenvolve a expressão da energia deste tipo de máquinas, recorrendo a ferramentas da mecânica de fluidos, onde se define a base para o modelo a desenvolver no mesmo capítulo. Definida a expressão da máquina, esta é então decomposta e simplificada, recorrendo às ferramentas encontradas, tanto em bibliografia, como nas disciplinas da termodinâmica e da mecânica de fluidos. Desta forma é obtido um modelo capaz de avaliar a aplicação deste tipo de máquinas em processos de redução de pressão de gás natural, recorrendo-se apenas a dados conhecidos da instalação.

No quarto capítulo é apresentado o caso de estudo considerado, ao qual o modelo desenvolvido é aplicado. Ainda neste capítulo são retirados e analisados os resultados obtidos a partir do modelo desenvolvido, onde são analisados e comparados contra o dados fornecidos da aplicação real, apresentada no caso de estudo, bem como contra estudos teóricos auxiliares desenvolvidos em anexo, entre os quais uma análise exergética e análises de sensibilidade, relativamente aos parâmetros geométricos da máquina.

Por fim, o quinto capítulo encerra o presente documento com as conclusões finais, e gerais, quanto ao trabalho desenvolvido, apresentando-se ainda propostas de trabalho futuro, de si provenientes.

Capítulo 2

Estado da Arte

2.1 Gás Natural

O gás natural é uma mistura gasosa de origem fóssil, partilhando juntamente com o crude e o carvão a sua origem na decomposição de matéria orgânica acumulada no fundo de grandes corpos de água, juntamente com outros sedimentos inorgânicos, cuja passagem das eras, aliada à sobreposição de camadas geológicas de rocha e solo, por acção de efeitos principalmente bacterianos, de pressão e temperatura decompôs a matéria acumulada em misturas de hidrocarbonetos, hoje conhecidas como recursos fósseis. Relativamente ao gás natural, esta decomposição, influenciará a sua composição e características. Usualmente gases encontrados, e por sua vez formados, a pequenas profundidades são produto de acções bacterianas anaeróbicas que decompõem a matéria orgânica, quase na sua totalidade, em metano. Por sua vez gases mais profundos são formados maioritariamente por efeitos de pressão e temperatura levando à formação de parafinas pesadas, geralmente associadas a condensados, ou até mesmo, à presença de crude ou derivados no poço.

Quanto à sua composição, o gás natural, apresenta-se como uma mistura complexa de parafinas e outros componentes inorgânicos no estado gasoso, tabela 2.1. De todos os elementos presentes na mistura, o metano é o componente maioritário seguido de outros hidrocarbonetos mais pesados como o etano, propano, butano e elementos do tipo C_5^+ (também designados como líquidos de gás natural, LGN), sendo que estes últimos em quantidades residuais. Além dos hidrocarbonetos, característicos, encontram-se ainda presentes subprodutos indesejados, em menores quantidades, como o dióxido de carbono, azoto, sulfuretos de azoto e água, não esquecendo a possível presença residual de alguns gases nobres como, por exemplo, o hélio. Gases com grandes teores de hidrocarbonetos pesados são considerados como húmidos devido à maior propensão a presenças de gasolinas líquidas no poço. Por sua vez, gás natural formado com maiores quantidades de metano será considerado seco.

É de notar que a presença de LGN representam uma maior massa volúmica do gás que compõem. Este aumento deve-se ao facto de parafinas pesadas possuírem mais átomos de carbono na sua constituição. Sendo este o combustível desejado no processo de combustão, rapidamente se retira que o poder calorífico do gás será superior nos casos em que se verifique uma maior quantidade destes elementos num gás, relativamente aos seus pares, formando, um gás de qualidade superior.

Tabela 2.1 Composição típica do gás natural à extracção (Mokhatab et al., 2006)

Nome	Fórmula	Volume (%)
Metano	CH ₄	>85
Etano	C ₂ H ₆	3-8
Propano	C ₃ H ₈	1-2
Butano	C ₄ H ₁₀	<1
Pentano	C ₅ H ₁₂	<1
Dióxido de Carbono	CO ₂	1-2
Sulfureto de Hidrogénio	H ₂ S	<1
Azoto	N ₂	1-5
Hélio	He	<0,5

Existe na indústria de processamento de gás natural, a classificação dos diferentes gases em ricos e enxutos. Um poço de gás que contenha uma elevada quantidade de LGN, recuperáveis, à extracção, contém gases classificados como ricos. Por oposição, um gás com um baixo teor de parafinas pesadas, passíveis de ser recuperadas à extracção, é denominado de enxuto. Contudo esta classificação apenas representa a quantidade relativa de elementos pesados na mistura apresentando-se como um fraco indicador de qualidade do gás. Esta classificação irá depender, fortemente, da quantidade de produtos indesejados presentes na mistura, como o azoto, dióxido de carbono e sulfuretos e dos próprios requisitos de qualidade para o gás relativos ao método de transporte utilizado para a sua distribuição.

Após a sua extracção, o gás natural deverá sempre ser processado no sentido de remover condensados, sólidos ou outras impurezas indesejadas, ou até mesmo de remover os hidrocarbonetos pesados pelo seu elevado valor individual como subprodutos para outras indústrias ou mesmo matéria prima. Desta forma torna-se difícil indicar um gás classificado como rico na sua extracção como sendo um gás de grande qualidade calorífica na sua distribuição.

2.1.1 Classificação do Gás Natural

Produzido e encontrado, usualmente, em formações geológicas subterrâneas, o gás natural, pode ser encontrado sob uma ampla gama de condições e composições. Desta forma torna-se conveniente classificar o gás natural segundo estes factores, podendo este dividir-se em convencional e não convencional, e ainda subdividir-se em gás convencional associado e gás convencional não associado, figura 2.1.

O gás natural convencional caracteriza-se por ser encontrado em formações geológicas subterrâneas que servem como reservatórios naturais ao gás, até este ser encontrado e extraído. Estas formações são caracterizadas por um meio poroso e permeável, rocha de arenito, onde o gás se infiltra e é acumulado, envolvido por uma camada impermeável de rocha ou água. Estes reservatórios, denominados por poços, possuem uma pressão interna própria, acumulada naturalmente com a formação do gás natural em si aprisionado. Segundo Guo e Ghalambor (2005), estes poços podem ser encontrados individualmente, em campos caracterizados pela presença de múltiplos poços associados a uma formação geológica comum, ou ainda em piscinas

formadas por vários poços isolados.

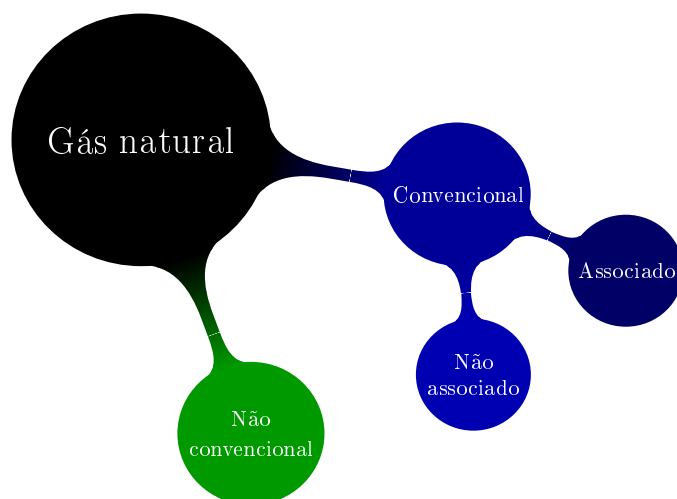


Figura 2.1 Classificação do gás natural segundo se encontra na natureza

Dentro do gás convencional pode ter-se gás natural não associado. Este é formado na sua quase totalidade por metano, tipicamente não contendo grandes quantidades de hidrocarbonetos mais pesados, se existentes, e pode ainda conter resíduos indesejados de dióxido de carbono e sulfuretos de hidrogénio. Os poços de gás não associado contêm uma pressão interna tal que este flui naturalmente pela perfuração de extracção do poço. Quanto ao tratamento necessário, a este gás é-lhe normalmente reduzida a pressão de modo a que atinja as condições de transporte, uma vez que é usual que esta redução de pressão seja capaz de condensar alguns dos poluentes associados capacitando a sua fácil extracção.

Quanto ao gás natural associado, este é usualmente encontrado num poço que contém ambos gás natural e crude, podendo este ser, inclusivamente, um poço maioritariamente de crude. Desta forma o gás associado é denominado pelo facto de se encontrar associado ao crude ou derivados, podendo mesmo ser um subproduto destes, resultando numa composição rica em LGN. Nestes poços o gás natural é recirculado, após a sua extracção, e injectado no fundo do mesmo por forma a provocar o escoamento do crude para fora do poço, uma vez que este não possui energia interna para tal. A porção de gás natural utilizada para realizar a extracção dos produtos é eventualmente extraída quando o poço estiver vazio. Após a extracção dos recursos, estes são conduzidos até uma bateria de separadores que terá como função tratar e separar a mistura fóssil, através da sua redução de pressão, em três fluxos de saída distintos, um de crude e/ou condensados do gás, um de gás natural rico, e finalmente num fluxo de água, tipicamente salobra e turva, resultado da extracção dos subprodutos indesejados presentes na mistura. Posteriormente o fluxo de crude será ainda tratado para remoção de água e gases ainda associados que serão misturados ao fluxo de gás, que também sofrerá novo tratamento. Neste serão retiradas as parafinas pesadas do gás, com o intuito de serem misturadas, novamente com o crude e exportadas como um produto individual. Finalmente o gás poderá então ser exportado como tal, juntamente com outros gases não associados, ou utilizado como combustível para motores de bombas e compressores utilizados no local, ou mesmo para produção de energia.

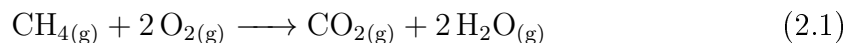
Por fim têm-se os gases não convencionais como por exemplo o gás de xisto, metano em jazida de carvão, ou os hidratos de metano. Em seguida explicar-se-ão, brevemente, apenas o metano em jazida de carvão e os hidratos de metano, por escolha pessoal.

À semelhança do gás natural convencional, o metano em jazida de carvão é encontrado numa estrutura geológica quase convencional, à excepção de que o meio poroso é constituído por carvão, em oposição à típica rocha de arenito. Este gás é formado aquando da transformação da matéria biológica em carvão, à medida que esta formação ocorre as partículas de gás são adsorvidas pela estrutura extremamente porosa do carvão, ficando armazenadas no seu interior até à sua extracção. Devido à sua superfície microporosa, o carvão, apresenta uma área de superfície interna muito superior à da rocha de arenito, podendo armazenar, em média, cerca de três vezes mais gás no seu interior. A quantidade de metano armazenada está intimamente relacionada com a qualidade e profundidade a que o metano é encontrado, uma vez que uma jazida profunda de carvão de alta qualidade terá armazenada, no seu interior, uma maior quantidade de metano (Mokhatab et al., 2006). A extracção deste gás envolve, geralmente, a remoção da água contida na jazida por forma a criar uma diferença de pressão tal que leve à criação de um escoamento do gás armazenado no seu interior até à extracção do poço. Este gás é composto exclusivamente por metano, com quantidades residuais, se existentes, de poluentes como dióxido de carbono ou azoto. Por esta razão, este gás raramente necessita de tratamento, após a sua extracção, e apresenta valores energéticos ligeiramente superiores a gases ditos convencionais.

Por fim têm-se os hidratos de metano. Segundo Guo e Ghalambor (2005), estes hidratos apresentam-se como sólidos semelhantes a flocos de neve, em que cada molécula de água forma ligações com outras quatro moléculas do mesmo tipo nas proximidades, construindo uma malha cristalina que aprisiona as moléculas de metano no seu interior. Esta apresenta-se como uma forma altamente concentrada de gás natural, capaz de uma concentração de volume cerca de 170 vezes superior, à condição atmosférica normal. Os hidratos de metano podem ser encontrados naturalmente em várias regiões do mundo, principalmente sob o solo da Antártida (Pergelissolo), e devido à sua estrutura contêm um enorme potencial de transporte e armazenamento, ímpar no que toca ao gás natural, levando, juntamente com a sua pureza, concentração e relativa facilidade de conversão em gás e água uma das fontes mais promissoras de energia do futuro.

2.1.2 Impacto Ambiental

Relativamente aos seus pares, o gás natural, tem uma composição simples e pura sendo constituído, idealmente, apenas por metano. Esta composição faz com que este apresente um menor risco ambiental resultante do seu processamento, embora, como será referido mais à frente, o metano não queimado seja um gás com efeito de estufa superior ao do CO₂. Durante a sua queima, considerando uma combustão completa de um gás idealmente composto apenas por metano, obtém-se um processo de combustão pouco poluente em que os seus produtos são compostos apenas por dióxido de carbono e água, (2.1).



Por oposição, os seus pares, possuem, na sua composição, moléculas mais complexas que o metano contendo um teor consideravelmente mais elevado de carbono, bem como uma maior quantidade de poluentes compostos de azoto e enxofre. Esta diferença faz com que o gás natural se destaque relativamente aos seus produtos de combustão, uma vez que emite uma menor quantidade de dióxido de carbono por calor libertado bem como menores quantidades de poluentes tóxicos como os óxidos de azoto (NO_x) e o dióxido de enxofre (SO_2). Ainda sobre os produtos de combustão, ao contrário do carvão e do petróleo, a queima de gás natural não liberta partículas sólidas ou cinzas durante a queima bem como não deixa qualquer tipo de resíduo sólido após este processo. Por fim, relativamente à combustão, as centrais de gás natural apresentam um maior rendimento térmico que as centrais a carvão ou petróleo, levando a um menor consumo deste recurso, contribuindo, além das razões anteriormente apresentadas, para a diminuição de emissões poluentes.

Em suma a utilização de gás natural, relativamente ao petróleo e ao carvão, contribui para a amenização de alguns acontecimentos ambientais nocivos como o efeito de estufa, a formação de chuvas ácidas e o *smog*, devido à menor emissão de CO_2 , NO_x e SO_2 , e partículas, respectivamente.

Contudo, é importante manter presente que o gás natural continua a ser um recurso fóssil não renovável e que a substituição da queima de carvão e petróleo por este recurso não apresenta uma solução final para o impacto que o consumo e produção de energia bem como as indústrias e outras actividades relacionadas têm no nosso planeta. A utilização de fontes de energias renováveis terá sempre um impacto muito maior, e instantâneo, na emissão de substâncias tóxicas e poluentes. No entanto, nem todos estes recursos apresentam, ainda, a robustez necessária no que toca às suas tecnologias de produção e armazenamento de energia, bem como no que toca à existência de infra estruturas para o seu transporte e utilização, que o gás natural não apresenta.

Não obstante os seus benefícios, relativamente aos seus pares, e à semelhança da ressalva sucintamente referida anteriormente, o gás natural apresenta outros problemas importantes no que toca ao ambiente. Como referido anteriormente este gás é composto maioritariamente por metano, um dos mais potentes gases de estufa conhecidos. Sendo um gás, as suas fugas são quase inevitáveis ao longo de toda a linha, desde a sua extracção até ao consumo. As fugas deste gás são bastante comuns mesmo nas centrais de extracção e/ou tratamento onde, além de representarem emissões poluentes representam, também, perdas económicas. Estas estão presentes nas mais pequenas actividades alargando-se a operações de manutenção escalonadas e paragens da instalação onde podem tomar valores elevados. Contudo muitas vezes ocorrem fugas difíceis de detectar ou actuar sobre, uma vez que a complexidade destas instalações é elevada, existindo uma inúmera quantidade de válvulas e ligações, bem como equipamentos como compressores ou ferramentas pneumáticas por onde este pode escoar para o ambiente, tornando impossível a sua total cessação.

Também no tratamento do gás extraído é possível obter focos de contaminação para o ambiente. Os produtos resultantes do tratamento deste gás consistem, frequen-

temente, em águas salobras ricas em amónia, sulfuretos ou até mesmo vestígios de gasolinas leves, bem como os produtos gasosos deste tratamento. As águas resultantes destes processos são levadas a centrais de tratamento antes de serem descartadas, contudo continuam passíveis a derramar ou a contaminar águas das chuvas quando indevidamente protegidas. Quanto aos produtos gasosos, estes são comumente queimados em chama descoberta resultando frequentemente em queimas incompletas levando a emissões poluentes de gasolinas leves, em estado gasoso, sulfuretos, amoníaco e metano directamente para a atmosfera.

2.2 Redução de Pressão do Gás Natural

Os gasodutos são um dos principais componentes de uma exploração, convencional, de gás natural, uma vez que estão presentes, na pior das hipóteses, desde a sua extracção, no poço onde este recurso se encontra. Desta forma será possível antever que estes serão, também, um dos principais meios de transporte deste recurso ao longo do seu percurso de utilização.

Aos gasodutos que se encarregam do transporte do gás natural, a alta pressão, é dada a denominação de linha de transporte. Esta linha é constituída por tubagens de grande diâmetro que transportam o gás pressurizado, desde as centrais de tratamento do gás, imediatamente a seguir à sua recolha, até aos locais de consumo ou armazenamento deste recurso, ou até mesmo a pontos intermédios, nesta linha, onde se encontram grandes consumidores, como indústrias pesadas, centrais de processamento do gás natural para matéria-prima, ou até mesmo para consumo em centrais de produção de energia.

Ao longo deste transporte, e desde o seu início, existem pequenas estações de pressurização que garantem a continuidade do transporte, de gás natural, através do vencimento das perdas de carga ao longo da linha de transporte devido à tubagem do gasoduto e outros equipamentos, ao mesmo tempo que reduzem o volume específico de gás, de modo a que a maior quantidade deste seja transportada ao longo da linha. Estas estações intermédias servem ainda para cortar o fluxo de gás, na linha, em caso de acidente ou manutenção, ou mesmo para fazer uma simples medição de caudal e propriedades do gás em determinado ponto.

Contudo, no fim de cada linha de transporte, quer seja num ponto de consumo a pequena ou média pressão, como acontece à entrada de zonas residenciais (cidades), ou num ponto intermédio da linha onde o gás é fornecido a alta pressão, existem, inevitavelmente, estações de redução de pressão, ou postos de redução e medição (PRM's). Será nestes PRM's que a pressão do gás será reduzida e as suas propriedades medidas, para utilização final no seu ponto de consumo. É de fazer a ressalva que estes PRM's não têm necessariamente de pertencer à companhia que se encarrega de fazer a sua distribuição, pertencendo na sua maioria ao consumidor final ou a outra empresa intermediária que se dedica ao fornecimento de energia.

Estes postos, especialmente quando se situam à entrada de cidades, para consumo, principalmente doméstico e comercial, possuem, usualmente, três funções principais:

1. Redução da pressão da linha de transporte para níveis apropriados ao consumo;
2. Aromatização do gás natural, devido principalmente aos sectores doméstico e comercial, de modo a que seja possível detetar fugas, sendo estas potencialmente perigosas;
3. Medição de caudais volumétricos, e propriedades do gás.

2.2.1 Método Convencional de Redução de Pressão

Actualmente, a esmagadora maioria destes postos utiliza uma válvula reguladora de pressão para proceder à redução de pressão do gás natural para os níveis de consumo exigidos após o PRM.



Figura 2.2 Linha convencional de redução de pressão num PRM (Pietro Fiorentini S.p.a., 2015)

Estas válvulas são instaladas em linhas paralelas de modo a que o PRM tenha capacidade de suplantar as várias cargas exigidas pelo consumo, tanto diária como sazonalmente. Nestas linhas, figura 2.2, constam uma série de equipamentos de controlo, medição e segurança, devidamente ordenados, em série com a válvula redutora de modo a garantir o correcto funcionamento da linha/instalação.

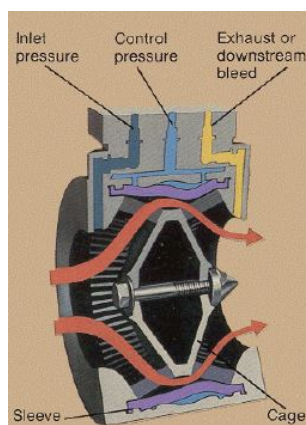


Figura 2.3 Esquema de funcionamento de uma válvula redutora de diafragma (American Meter Company, 2015)

A válvula em questão pode ter uma série de configurações, sendo que o seu objectivo é simplesmente induzir perda de carga no escoamento de modo a que o gás perca pressão e expanda. Esta perda de carga será induzida através do estrangulamento, ou laminagem, do escoamento, através da redução abrupta da área de passagem no interior da válvula. Geralmente o actuador, neste tipo de válvulas, será uma membrana pilotada, figura 2.3, que ao incidir sobre a secção de passagem interior da válvula irá actuar na redução, ou aumento, da área transversal ao escoamento e induzir uma maior ou menor perda de carga ao escoamento, respectivamente. Por fim, estes actuadores serão controlados de forma mecânica ou electrónica consoante a medição do diferencial de pressões imediatamente antes e depois da válvula.

$$h = u + Pv \quad (2.2)$$

Esta laminagem, do fluido, é feita através de um processo idealmente isentálpico, como demonstrado na figura 2.4. Durante este processo, a diminuição da secção da válvula causa um decréscimo na pressão do fluido, bem como geração de atrito, por outro lado, por efeito de Joule-Thomson, existe um decréscimo de temperatura no fluido. Consequentemente, e ao analisar conjuntamente a figura 2.4 e a expressão (2.2), é possível concluir que, à saída da válvula, o volume do gás natural aumenta significativamente, uma vez que tem de contrapor as diminuições de temperatura e pressão resultantes do processo, por forma a manter a entalpia do fluido constante. Desta forma, apesar das condições à entrada e à saída do fluido terem a mesma energia total, a sua qualidade é diferente, isto é, a capacidade do fluido para produzir trabalho, no ponto 2, será muito menor que no ponto 1, uma vez que à saída da válvula as condições de pressão e temperatura serão muito mais próximas das condições da envolvente.

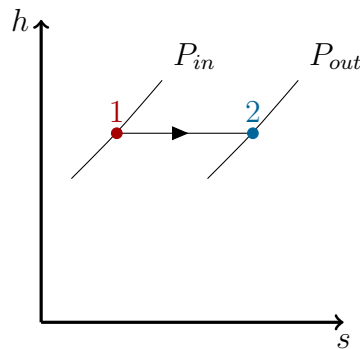


Figura 2.4 Diagrama h - s , redução de pressão idealmente isentálpica

Contudo, do prisma energético este processo é altamente indesejável, precisamente por ser baseado, unicamente, no aumento da entropia do gás e conseqüente perda de qualidade energética. Por outro lado, o poder calorífico, do gás natural, apenas depende da sua composição química, permanecendo inalterado ao longo de todo o processo. Sendo este o principal recurso que se procura extrair do gás natural, este não aproveitamento energético será visto como uma consequência do objectivo a alcançar.

No entanto, ao introduzir um equipamento expensor na linha, por oposição à válvula de redução de pressão, existe a possibilidade de extrair a energia potencial do gás, armazenada sob a forma de pressão, sob forma de trabalho aplicado ao veio do mesmo, sendo aproveitada, desta forma, ambas a energia química do gás, como a sua energia potencial, que de outra forma seria desaproveitada.

2.2.2 Expansor como Elemento Redutor de Pressão

A utilização de turbinas com o intuito de realizar a expansão de fluidos, em processos paralelos, de modo a recolher energia do mesmo como um sub-produto, obviamente desejável, não será nova nem original à redução de pressão do gás natural. Na verdade, estas máquinas expansoras seriam criadas em 1930 e utilizadas na liquefacção do ar em processos relativos à indústria química onde seriam utilizadas por várias décadas (Lehman e Worrell, 2001) até à actualidade.

O funcionamento dos turbo-expansores permite, como será esclarecido mais à frente, alcançar temperaturas de saída extremamente baixas, algo que, está implícito na origem da sua utilização em processos de liquefacção do ar. Por esta razão é usual encontrar estes equipamentos em processos de criogenia, como na indústria petroquímica, em plantas de etileno e de processamento de gás natural bem como refinarias e as já referidas unidades de separação de ar, dando, usualmente, origem às menores temperaturas da instalação onde se encontram inseridos. Além deste tipo de aplicações, são ainda utilizados na geração de energia geotérmica e em processos de recuperação de calor de resíduos (Neseli et al., 2015).

Na verdade, na maioria destes processos, a introdução de um expensor veio substituir a própria válvula redutora de pressão, como no estudo realizado por Ancona et al. (2017), que visa aumentar a eficiência energética e o desempenho de um processo de pequena escala de liquefacção de gás natural. A introdução de uma turbina expansora veio, neste caso, diminuir o consumo energético da instalação, tanto através de uma menor indução de carga aos componentes existentes, como pela produção de energia realizada pela turbina utilizada em consumos locais. Além da redução de consumo energético, a instalação viu, também, reduzidas as suas necessidades térmicas, poupando os sistemas de refrigeração instalados.

Desta forma, devido à relação próxima dos processos mencionados, com a redução de pressão do gás natural, devido ao facto de estarem inseridos na mesma indústria, realizando-se a mesma troca de equipamentos, em linhas em tudo semelhantes, seria apenas natural a consideração da substituição da válvula redutora, nas linhas de redução de pressão dos PRM's, por uma turbina expansora, por forma a retirar a energia que fica por aproveitar, neste processo.

Pelas razões referidas, o interesse na utilização de turbo-expansores, neste processo, é considerado desde os anos 70, não sendo, actualmente, de aplicação global devido à sua viabilidade económica algo precária, apesar dos benefícios que trás ao processo, por motivos que ficaram mais claros no desenrolar do tema, dos quais os processos industriais não padecem (Hedman, 2008).

Não obstante das dificuldades que este processo apresenta, tentativas e estudos têm vindo a decorrer desde a década de 70, sendo, inclusive, na década de 80, postas à prova algumas instalações de teste, cujas especificações se encontram esquematizadas

na tabela 2.2. Contudo estes projectos aparentam não ter sido bem sucedidos uma vez que as instalações acabaram por ser descomissionadas (Hedman, 2008).

Tabela 2.2 Projectos abandonados nos EUA, adaptado de Hedman (2008)

Localização	Aplicação	Potência instalada	Caudais nominais e quedas de pressão	Ano de instalação
San Diego (Califórnia)	PRM	260 kW	3 650,17 L/s 55,85 - 26,89 bar	1983
Memphis (Tennessee)	Central química	450 kW	4 916,15 L/s 31,02 - 6,00 bar	1983
Stockbridge (Georgia)	Posto de compressão	400 kW	2 294,20 L/s 38,27 - 5,86 bar	1984
Hamilton (New Jersey)	PRM	2 800 kW	11 798,75 L/s 43,78 - 4,84 bar	1987

Apesar da persistência desta inviabilidade económica, a avaliação periódica desta solução não foi abandonada. Lehman e Worrell (2001) avaliam de novo esta possibilidade, ambicionando a sua instalação por toda a infra-estrutura de gás natural, industrial e de serviços, dos EUA, numa produção de cerca de 21 TWh, o que apesar de uma estimativa um pouco optimista seria um valor bastante encorajador num exemplo de aplicação, a nível nacional, para estas instalações de recuperação de energia.

Para corroborar o seu estudo, Lehman e Worrell (2001) apresentam três casos de sucesso relativamente a este tipo de instalações.

Em primeiro lugar, em 1991, na localidade de Bedrijf, Amsterdão, Holanda, foi instalada, em paralelo com a linha convencional, já existente, uma turbina expansora directamente no PRM local. Este expansor funciona a par com uma unidade de cogeração que suplanta, juntamente com um conjunto de três caldeiras auxiliares, as necessidades de pré-aquecimento da linha. No ano de 1992, esta instalação gerou um total de 20 443 MWh, sendo que o expansor contribuiu com 12 022 MWh, deixando o restante para a unidade de cogeração, estimando-se um rendimento líquido anual de 940 000 US\$.

Em seguida é apresentada uma solução para uma linha de gás natural que alimenta uma siderurgia, novamente localizada na Holanda, na cidade de IJmuiden. Foi, então, colocada, em 1994, uma turbina na linha, privada, de redução de pressão, que serve de alimentação a uma siderurgia do grupo Corus. Nesta instalação é aproveitada, não só, a energia de pressão armazenada no gás, como o calor residual da produção da siderurgia para suplantar as necessidade de aquecimento do gás. Esta instalação produziu, nesse mesmo ano, cerca de 11 000 MWh de electricidade, para a siderurgia, por meio do aproveitamento térmico e energético, promovido pela sinergia da instalação, que culmina numa poupança estimada em cerca de 710 000 US\$ anuais.

Por fim é apresentada outra instalação, do mesmo género, também em 1994, desta vez numa *district heating and cooling facility* (DHC), encarregada de fornecer água, sanitária, quente e fria à cidade de Osaka, no Japão. O conceito por de trás desta

instalação foi o de utilizar o processo de expansão do gás natural do PRM adjacente, responsável pela distribuição de gás para a cidade, para satisfazer as necessidades térmicas da DHC. Esta situação faz, não só, com que se aligeire o funcionamento de equipamentos de refrigeração da água, na instalação, como aproveita esta necessidade para a produção de energia eléctrica. Durante o funcionamento da DHC a actividade da linha de redução de pressão é intercalada de acordo com as necessidades da central. Em períodos de necessidade de fornecimento de água fria, esta é utilizada para reaquecer o gás natural, após ser expandido, de modo a diminuir a sua temperatura, aproveitando a forte capacidade de refrigeração que o expansor proporciona, e possibilitar a distribuição do gás natural. Por outro lado, quando a necessidade de água fria se encontra num ponto baixo, o excesso de água quente é utilizado para pré-aquecer o gás natural à entrada do expansor, de modo a aproveitar um desperdício e utilizá-lo na produção de energia. Esta solução torna-se ainda mais exótica por utilizar tanto para pré-aquecimento como reaquecimento no processo, ao mesmo tempo, tornando-a num excelente exemplo da aplicação e sinergia que esta solução pode apresentar em termos de aproveitamento energético e utilização de recursos. Desta instalação apenas se sabe que entre 1996 e 1997 gerou cerca de 1400 MW h de electricidade e é estimada com uma poupança de cerca de 360 000 US\$ anuais.

Tabela 2.3 Projectos de sucesso, adaptado de Lehman e Worrell (2001)

Localização	Aplicação	Energia produzida	Caudais nominais e quedas de pressão	Ano de instalação
Bedrijf (Holanda)	PRM	20,4 GW h/ano	30 555,560 L/s 40,00 - 8,27 bar	1991
IJmuiden (Holanda)	Siderurgia	11,0 GW h/ano	11 111,110 L/s 64 - 8 bar	1994
Osaka (Japão)	PRM/DHC	2,8 GW h/ano	14 722,22 L/s 5,5 - 1,4 bar	1994

Em 2010, o trabalho de Rahman avalia a aplicação deste tipo de solução para o Bangladesh, concluindo, como Lehman e Worrell (2001), que a aplicação individual destas instalações pode ter um impacto relativamente pequeno. Contudo a sua avaliação global, numa aplicação a nível nacional, pode tornar-se bastante relevante. Os autores consideram, ainda, a extrapolação da colocação de expansores de gás para outras secções da linha de gás natural, com a sua introdução à saída dos poços para maior recuperação de energia presente em todo o tempo de vida deste recurso.

Mais recentemente, Neseli et al. (2015) reconhece uma série de estudos, relativamente ao tema, em vários países como o Irão, Bangladesh, Teerão, Paquistão, Egipto e Turquia, onde esta aplicação se demonstra bastante promissora devido à existência de condições de caudal e quedas de pressão disponíveis, mais favoráveis nestes países. A corroborar esta conclusão vem o trabalho de Arabkoohsar et al. (2015), que estuda, precisamente, a implementação desta solução numa PRM na cidade de Birjand, capital da província de Kohrasan do Sul, no Irão. Nesta publicação destaca-se o potencial desta região na implementação desta solução devido às condições e caudais de gás natural. Arabkoohsar et al. toma, ainda, proveito da exposição solar da região para estudar a implementação de colectores solares para servir as necessidades de

aquecimento do processo, tirando resultados bastantes positivos e encorajadores do estudo efectuado, chegando, até, a recomendar o estudo desta implementação na rede iraniana de gás natural.

Por último Será importante referir o projecto CELSIUS “*Combined Efficient Large Scale Integrated Urban Systems*”, pertencente à União Europeia. Este projecto vem no sentido de actuar com as políticas europeias para a energia e o ambiente, como as políticas 20-20-20, e o roteiro para a energia 2050, por exemplo.

O projecto CELSIUS actua no âmbito da promoção de cidades energeticamente eficientes através da integração inteligente dos vários sistemas urbanos. Este projecto actua em vertentes como a integração de DHC's em sistemas de produção de energia a partir de excessos térmicos provenientes de áreas residenciais e de serviços onde, à semelhança de Osaka, foi instalado um expansor numa PRM, de modo a aproveitar tais excessos térmicos para o aquecimento do gás natural no processo de expansão e produção de energia eléctrica. Este projecto (*Demonstrator*, como são nomeados os vários projectos desta iniciativa) foi implementado na cidade de Genova, Itália, uma das cinco cidades membro originais do projecto, juntamnete com Gotemburgo, Colónia, Londres e Roterdão.

A análise preliminar da instalação do *Demonstrator* de Génova prevê uma produção de energia eléctrica de cerca de 5 GW h/ano pelo conjunto da DHC e do expansor, sendo que cerca de 2,9 GW h/ano são produzidos pelo expansor, além da produção de 3,5 GW h/ano térmicos provenientes da DHC e da redução da emissão anual de CO₂ em 1000 toneladas (Borelli et al., 2015).

Princípio de Funcionamento

Relativamente ao expansor, geralmente uma turbina, este tira partido da expansão do gás para produzir trabalho mecânico sobre um veio que, por sua vez accionará um gerador e produzirá energia eléctrica.

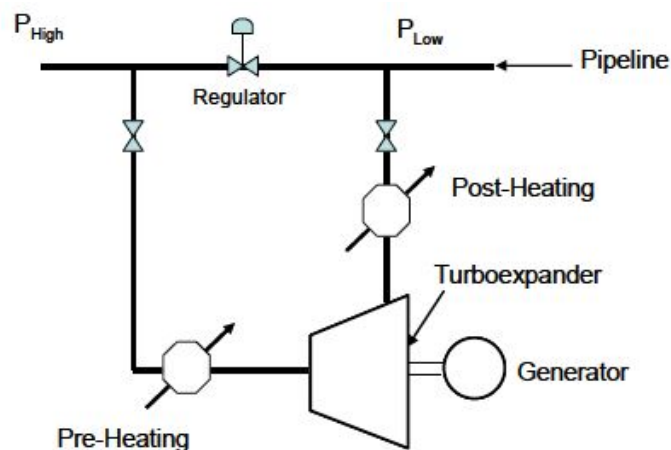


Figura 2.5 Esquema da montagem do expansor (Hedman, 2008)

Esta instalação é realizada em paralelo com a linha convencional, como representado na figura 2.5. Desta forma a válvula redutora mantém-se fechada para que seja cortado o caudal aos terminais da turbina evitando que, devido a diferenças

de pressão, se dê inversão do escoamento no equipamento. A válvula será aberta sempre que o expansor necessitar de parar por motivos de avaria, manutenção ou sempre que o caudal na linha não seja capaz de garantir o correcto funcionamento do equipamento.

Na figura, são ainda evidenciados outros equipamentos, nomeadamente um pré-aquecedor e um reaquecedor. É importante evidenciar, além do facto destes equipamentos serem também passíveis de estar presentes na expansão por válvula redutora, que na linha, apenas em situações especiais (Caso de Osaka) se justifica a instalação de ambos os equipamentos, uma vez que estes recorrem, convencionalmente, à queima de parte do gás natural que atravessa a linha. Isto significa que existe um custo acrescido, à instalação, devido à manutenção de caldeiras ou queimadores e sobretudo à aquisição adicional de gás para queima, além das repercussões óbvias que a queima, que seria de evitar, tem no ambiente. Desta forma este factor terá de ser bem analisado e ponderado no acto do projecto desta instalação, por forma a fazer a melhor escolha. Contudo, o porquê destes equipamentos apenas será explicado mais à frente, uma vez que o seu aparecimento é uma consequência do processo realizado pela turbina.

Quanto ao processo de redução de pressão realizado pela turbina, como se pode verificar na figura 2.6, idealmente, apresenta-se uma evolução isentrópica e adiabática.

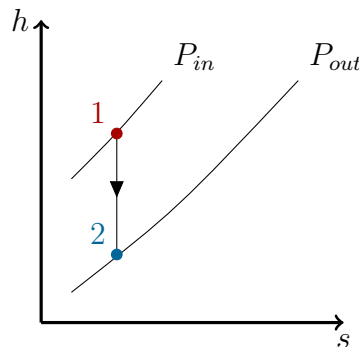


Figura 2.6 Diagrama $h-s$, redução de pressão idealmente isentrópica

Deste novo processo, ao contrário do anterior, é possível retirar energia ao fluido de modo a produzir trabalho, tudo através da queda entálpica feita nas pás da turbina expansora.

A partir da equação da energia aplicada ao fluido, e tendo em conta o processo ideal apresentado é possível realizar o seguinte estudo:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \Delta H + \Delta E_c + \Delta E_P \tag{2.3}$$

Considerando as seguintes simplificações:

1. Escoamento adiabático nas pás da turbina: $\dot{Q} \approx 0$
2. Não existindo diferenças de cota apreciáveis: $\Delta E_P \approx 0$
3. Variação de velocidade entre a entrada e a saída do expansor nula: $\Delta E_c \approx 0$

Resulta.

$$-\dot{W} = \Delta H \Leftrightarrow \quad (2.4a)$$

$$\Leftrightarrow \dot{W} = \dot{m}(h_1 - h_2) \quad (2.4b)$$

Da análise da equação (2.4b), juntamente com a figura 2.6, é possível retirar algumas ilações. Em primeiro lugar, facilmente se verifica que o trabalho produzido pelo sistema depende directamente do caudal mássico de gás natural que atravessa a turbina. Do diagrama $h-s$ é explícito que a quantidade de trabalho retirada do sistema se encontra ligada com a relação de pressões entre a entrada e a saída do sistema. Contudo, a conclusão mais importante provem da análise conjunta da figura 2.6 e da equação (2.4b), revelando uma queda acentuada da temperatura do gás, após passagem pelo expansor. Esta queda, deve-se ao facto de o trabalho extraído pela turbina ser produzido através da energia termodinâmica retirada ao gás natural, durante o processo. Tendo em conta a expressão (2.2), apresentada anteriormente, facilmente se verifica que a energia interna do fluido sofre, também, uma grande variação para que a produção de trabalho nas pás da turbina seja possível.

Desta forma verifica-se uma queda de temperatura, do gás, no expansor, caracterizada por um perfil de $-1,5$ a $-2^\circ\text{C}/\text{bar}$, em oposição ao perfil de $0,45$ a $0,6^\circ\text{C}/\text{bar}$ da válvula de redução (Rahman, 2011), verificando-se, assim, um aumento de cerca de 70% na queda de temperatura, do gás, durante o processo.

Tratando-se de um processo de expansão, de uma mistura complexa de gases, esta queda de temperatura verificada representa problemas. Enquanto as turbinas são capazes de aguentar baixas temperaturas, a maioria das especificações de válvulas e tubagens presentes nestas linhas não suportam temperaturas inferiores a -15°C Lehman e Worrell (2001).

Além do efeito directo da temperatura nos equipamentos, esta favorece a condensação da água presente no gás, proporcionando a formação de hidrocarbonetos, de cristais de gelo, ou simplesmente que o gás se torne demasiado frio para seguir em direcção à distribuição. Estes produtos condensados e sólidos podem causar vários problemas como a degradação das tubagens e equipamentos, a sua obstrução, e especialmente o desgaste acentuado provocado nas pás do expansor devido ao choque destas partículas.

Desta forma é instalado um permutador de calor na linha, quer como pré-aquecedor do gás natural de modo a evitar que este atinja temperaturas baixas o suficiente para pôr em risco a instalação e a distribuição do gás, quer como reaquecedor no caso do gás natural apenas necessitar de um pequeno aquecimento antes de ser lançado para a linha de distribuição. Desta forma, e pelas razões apresentadas, a instalação destes equipamentos torna-se uma parte integrante e indispensável da instalação, mesmo na redução de pressão convencional. Embora este componente represente um gasto acrescido de energia, para que o sistema seja capaz de funcionar em condições desejáveis, torna-se indispensável, especialmente no caso da instalação de um expansor, devido à sua incapacidade de operar com fluidos noutra estado senão o gasoso, por questões de segurança e desempenho da linha. Na verdade,

apesar do gasto de gás natural para queima e das eventuais emissões inerentes a este processo, parte significativa desta energia será recuperada pela turbina.

Apesar do seu potencial, este sistema enfrenta vários obstáculos, na sua origem económicos, que se prendem com vários factores tecnológicos e de necessidades de cargas inerentes à linha. Segundo Hedman (2008) os principais obstáculos a vencer deste tipo de instalação são os seguintes.

- **Investimento inicial.** Os custos totais de investimento para a solução proposta incluem não só a turbina expansora, mas também a caixa de velocidades, gerador, pré ou reaquecedor, ligações, sistemas de controlo, e custos de instalação. As turbinas para este tipo de aplicações não são fabricadas em série, exigindo um projeto especial para a instalação, agravando o preço a pagar pelo sistema.
- **Custos de operação.** As instalações deste tipo terão, sempre, custos de operação associados muito mais elevados do que as instalações convencionais. Os fatores mais importantes neste campo serão o combustível gasto para realizar os aquecimentos do gás natural na linha e a manutenção a realizar aos equipamentos, em especial às pás da turbina.
- **Receita ou poupança devida à energia produzida.** Um dos factores mais importantes na determinação da viabilidade de um projeto deste tipo será o valor de venda da energia produzida à rede. Todos os projetos deste tipo, cujo preço de venda à rede se apresente economicamente pouco apelativo, têm um impacto tremendo no retorno do projecto e por conseguinte uma maior resistência á sua realização. A receita ou a poupança total, apresentam-se como função direta do preço da energia no local e de parâmetros como a eficiência dos vários componentes do sistema de redução de pressão, relação de pressões entre a entrada e a saída, caudal que passa na linha, e variações nas relações de pressão e caudal.
- **Relação de pressões.** Como apresentado anteriormente, a relação de pressões é de extrema importância para a produção de trabalho, e consequentemente, energia elétrica, uma vez que quanto maior esta relação, maior a quantidade de trabalho realizado. Apesar deste tipo de processo utilizar diferenças de pressão a baixo das normalmente utilizadas numa turbina industrial, existe uma relação mínima ($\approx 1,3:1$) de funcionamento para o sistema.
- **Caudal.** Como foi visto, a energia produzida é função directa do caudal. A variabilidade, ou flutuabilidade, deste parâmetro é um fator de importante ponderação na economia do projeto. Especialmente nas estações de redução de pressão, perto do consumo, onde existe uma clara variação devido a flutuações de procura sazonais, diárias e horárias. Isto pode dificultar o dimensionamento da instalação. Um sobredimensionamento do sistema pode resultar em longos períodos do ano em que o caudal (e pressão) estejam abaixo dos requisitos mínimos do sistema, permanecendo este inactivo. Inversamente, um subdimensionamento do sistema pode resultar em períodos em que uma parte significativa do fluxo terá de fazer o By-pass à turbina.

Apesar dos obstáculos apresentados, é de lembrar que a sinergia presente neste processo, tomando como exemplo os projectos de IJmuiden, Osaka, e Génova, torna-se

uma das suas maiores forças, sendo capaz de suplantar obstáculos como custos com necessidades de aquecimento e criar um 'ecossistema energético' de aproveitamento e reciclagem de desperdícios e energias em excesso. Isto permitirá criar um sistema com uma maior eficiência energética. Será de salientar, também, que como constatado por Lehman e Worrell (2001) e Rahman (2011), o balanço macroscópico do total destas aplicações pode tornar-se bastante alicianante e prometedora, comparativamente a uma micro análise de um sistema.

2.3 Máquina Expansora do Tipo Parafuso

A primeira proposta de compressores do tipo parafuso deve-se ao engenheiro alemão Heinrich Krigar, em 1878, (Fleming et al., 1998b; Rane, 2015). Contudo é regularmente atribuído crédito ao engenheiro Sueco Alf Lysholm, cujos estudos e concepção dos primeiros perfis vieram impulsionar o desenvolvimento destas máquinas (Fleming et al., 1998b; Stosic et al., 2005).

Segundo Stosic et al. (2005) e Fleming et al. (1998b), por esta altura a ineficiência e os problemas apresentados pelos compressores rotor-dinâmicos, proporcionavam um maior investimento no desenvolvimento das máquinas do tipo parafuso. Foi então que a necessidade de um compressor compacto, com uma elevada velocidade de rotação, que o permitisse ser acoplado directamente a uma turbina, resistente aos fenómenos de ressurgimento (*surge*) na admissão de caudal e a variações do mesmo, levaram Alf Lysholm a considerar e estudar este tipo de máquinas.

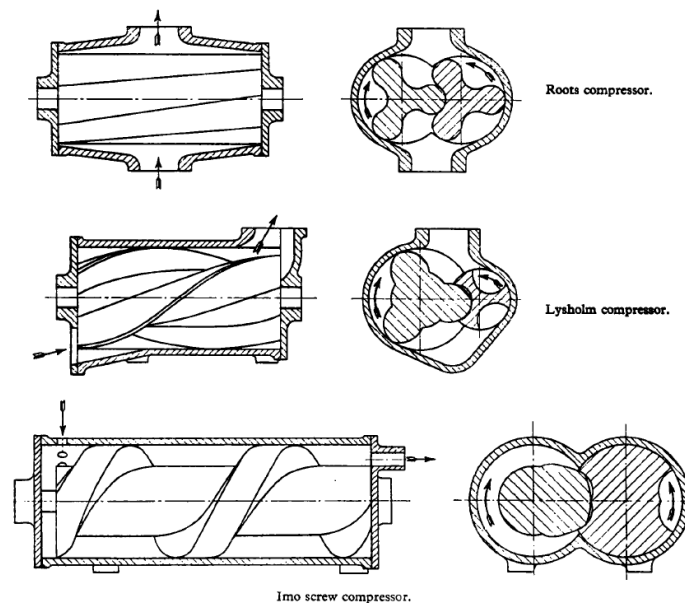


Figura 2.7 Compressor desenvolvido por Alf Lysholm (Lysholm, 1943)

Segundo Lysholm (1943), nesta situação a máquina compressora do tipo parafuso foi reconhecida como a melhor substituta ao compressor centrífugo. A máquina desenvolvida por Lysholm resultou da junção entre dois compressores volumétricos existentes na época, figura 2.7. Um deles seria o compressor do tipo *Roots*, apresentando-se como um elemento compacto e capaz de operar a elevadas veloci-

dades de rotação, mas que operaria apenas com pequenas razões de pressão (2:1) e sofria de perdas, inevitáveis, por estrangulamento, do gás, na descarga. O outro seria um compressor de parafuso cônico, capaz de aguentar maiores razões de pressão, com maior eficiência, contudo apresentando-se como uma máquina de bastante maior dimensão, que qualquer outra solução, disponível, e de difícil fabrico. A máquina de Lysholm seria então capaz de tirar partido das vantagens das duas máquinas, eliminando as desvantagens individuais de cada uma. Infelizmente, devido às limitações tecnológicas da época, estas máquinas também não se apresentaram viáveis devido, principalmente, a dois obstáculos que afectam directamente a geometria dos rotores, que por conseguinte terão impacto nas fugas internas durante o seu funcionamento e finalmente na sua eficiência.

- **Tecnologias mecânicas.** As ferramentas e tecnologias mecânicas da época não eram capazes de reproduzir os perfis necessários dentro de tolerâncias aceitáveis, levando a fugas internas e perdas energéticas incomportáveis, bem como a sua construção que teria um custo extremamente elevado e reprodutibilidade baixa quando considerada a produção em massa destas máquinas.
- **Perfis dos rotores.** Os perfis estudados/conhecidos na altura bem como todo o seu processo de geração, bastante moroso e intrincado, levavam a máquinas pouco eficientes e com baixas relações de pressões, levando à necessidade de acoplamento de máquinas, em série ou em paralelo, de modo a satisfazer cargas mais exigentes.

Além dos problemas tecnológicos, estes equipamentos sofreram, também, de problemas de divulgação de conhecimento, como exposto por Stosic et al. (2005). Nesta obra os autores referem que existe uma surpreendente falta de publicações acerca destas máquinas agravado pelo facto de grande parte destas publicações não se encontrar, nem ter versão disponível em inglês ou serem produzidas e retidas pelos fabricantes.

Apesar da falta de publicações científicas, existe um grande número de patentes, desenvolvidas pelos fabricantes, relativamente as estas máquinas, das quais a grande maioria pertence à empresa Sueca SRM (*Svenska Rotor Maskiner*), em particular perfis como o simétrico, assimétrico, "D", e "G", figura 2.8. Infelizmente estas patentes, bem como documentos que fizeram acompanhar algumas destas, não revelam os processos de geração utilizados.

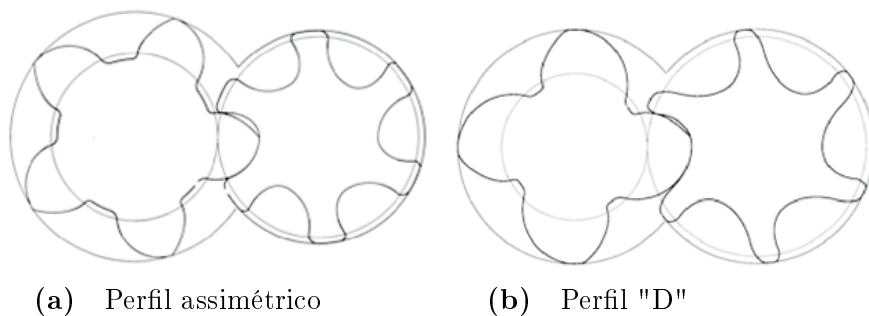


Figura 2.8 Exemplos de perfis desenvolvidos pela SRM, adaptado de Stosic et al. (2005)

É ainda referido, pelos autores, que apesar do renovar pelo interesse nestas máquinas e num surgimento de mais informação publicada em inglês, poucas continuam a ser as obras que contêm informações úteis no que toca a geração de perfis e design de equipamento, que representam o maior potencial de desenvolvimento neste tipo de máquina.

Esta máquina é composta pelo conjunto dos seus dois rotores e do seu invólucro, carcaça da máquina, juntamente com outros componentes como válvulas de vedação e outros componentes. É usual distinguir os dois rotores como o rotor macho e rotor fêmea. O rotor macho é o rotor activo, ou seja, é o rotor accionado pelo motor, no caso de um compressor, ou acoplado ao gerador, no caso de um expensor, e será o responsável por directa ou indirectamente accionar o rotor fêmea. O que caracteriza este rotor é o seu perfil convexo, nos filetes do parafuso. Por sua vez o rotor fêmea é o rotor passivo, sendo accionado pelo rotor macho e contendo um perfil côncavo. Os perfis destes dois rotores encontram-se representados nas figuras 2.7 e 2.8, encontrando-se à esquerda e à direita, respectivamente.

2.3.1 Princípio de Operação

Os compressores e os expansores podem ser classificados segundo o seu tipo e características de operação, como esquematizado na figura 2.9. Segundo esta classificação, o tipo de expansores em estudo é identificado como volumétrico contínuo, por oposição às convencionais turbinas e compressores centrífugos que recaem sobre os diferentes subtipos de máquinas rotor-dinâmicas.

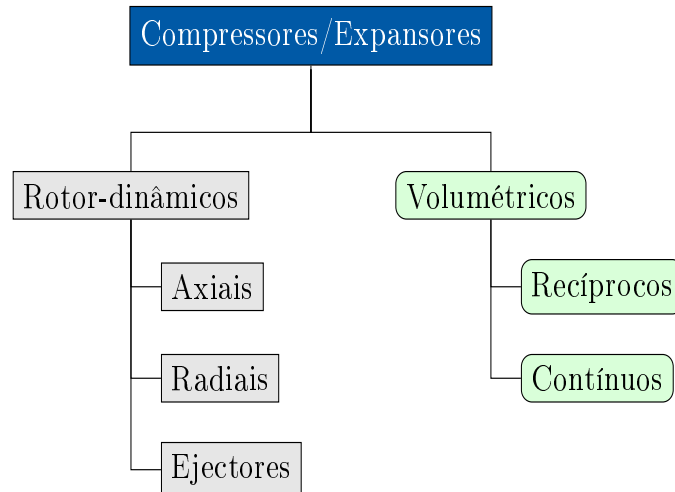


Figura 2.9 Classificação de compressores e expansores

São classificados como contínuos, porque, ao contrário das máquinas recíprocas, como as de pistons, o seu movimento é contínuo e de direcção constante, provocando uma compressão (ou expansão) contínua, desde a admissão à descarga.

Relativamente às máquinas rotor-dinâmicas, estas têm como princípio fundamental a utilização de efeitos dinâmicos de modo a induzir as diferenças de pressão desejadas ao escoamento que as atravessa (Stosic et al., 2005). No caso dos expansores, sendo este o âmbito do presente documento, a energia térmica do fluido é transformada em

velocidade que após embate com as lâminas da máquina irão causar a que o rotor desta se movimente, acionando um gerador.

Por outro lado, as máquinas volumétricas, induzem as diferenças de pressão desejadas, ao admitir uma porção fixa deste dentro de uma câmara interna, que irá variar o seu volume a par com o do fluido até se atingirem as condições de pressão desejadas e se dar a descarga do fluido (Stosic et al., 2005). Este tipo de máquina será, portanto, mais susceptível à relação de expansão, do fluido, com a pressão que as rotor-dinâmicas (Read et al., 2016).

O princípio de funcionamento das máquinas do tipo parafuso será, então, de acordo com funcionamento de uma máquina volumétrica, e de forma contínua, desde a admissão do fluido até à sua descarga. Este princípio encontra-se ilustrado na figura 2.10, e será em seguida explicado de acordo com Fleming et al. (1998b), Stosic et al. (2005) e Rane (2015), desta vez para a expansão do fluido, ao contrário da abordagem usual da literatura que se foca maioritariamente no processo de compressão.

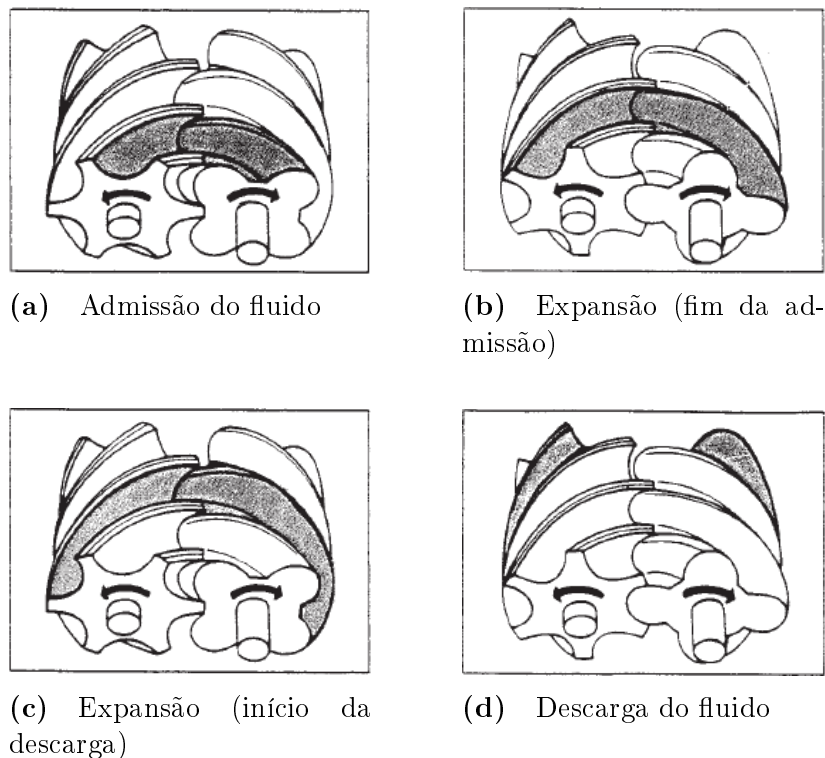


Figura 2.10 Processo de expansão da máquina do tipo parafuso, adaptado de Fleming et al. (1998b)

De acordo com Lysholm (1943), a admissão e descarga nestas máquinas pode ser feita tanto radialmente como axialmente, ou até mesmo diagonalmente (junção dos dois métodos anteriores), uma vez que esta máquina será uma espécie 'híbrida' como referido na explicação que precede a figura 2.7. Uma vez que a configuração usual, para este tipo de equipamentos, inclui aberturas de admissão e descarga radiais, na parte superior e inferior da máquina, respectivamente, irá ser considerada uma configuração semelhante, com ambas as aberturas posicionadas no topo da máquina, apenas por uma questão de facilidade de entendimento do processo, relativamente

à figura auxiliar.

Desta forma a admissão de fluido, na máquina, dá-se de acordo com a figura 2.10a, onde o fluido a alta pressão é admitido na câmara da máquina. Esta estará inicialmente um pouco mais fechada do que se encontra sombreado na figura, estando os rotores posicionados no seu ângulo de rotação inicial (0°). A admissão de fluido, usualmente gás, a alta pressão obriga os rotores a rodar, de modo a ser possível acomodar o caudal que se encaminha no sentido da máquina, aumentando o volume da câmara.

Esta acomodação de caudal vê o seu fim quando os filetes dos rotores (parafusos) selam a câmara da abertura, radial, da admissão, juntamente com a carcaça que envolve a máquina. Estando os lóbulos da máquina selados da admissão, estes são separados entre o rotor macho e o rotor fêmea efectuando a sua expansão de forma separada, sendo, logicamente, iniciado o processo de expansão do fluido, figura 2.10b.

A evolução da expansão pode verificar-se da análise conjuntas das figuras 2.10b e 2.10c, onde se pode verificar que à medida que os rotores giram, o volume das câmaras aumenta ao começar a envolver o rotor por inteiro, uma vez que o lóbulo começa a evoluir também em comprimento, entre a depressão do parafuso e o envólucro dos rotores.

O processo de expansão chega ao final quando os lóbulos do parafuso deixam de estar selados entre si e o invólucro da máquina, figura 2.10c, e entram em contacto com o exterior a partir da abertura de descarga, presente na carcaça. Durante este processo existe uma mistura entre o gás contido nos lóbulos de ambos os rotores, existindo uma regularização entre o estado dos dois, obtendo-se, na descarga, a condição de pressão desejada. Esta descarga é representada na figura 2.10d, onde se pode ver o desacoplamento total entre os parafusos, expondo todo o seu conteúdo à abertura de descarga. Quando estes voltarem a entrar em contacto novamente, o ciclo renova-se para os lóbulos seguidos nesta explicação, e um novo processo de expansão é iniciado.

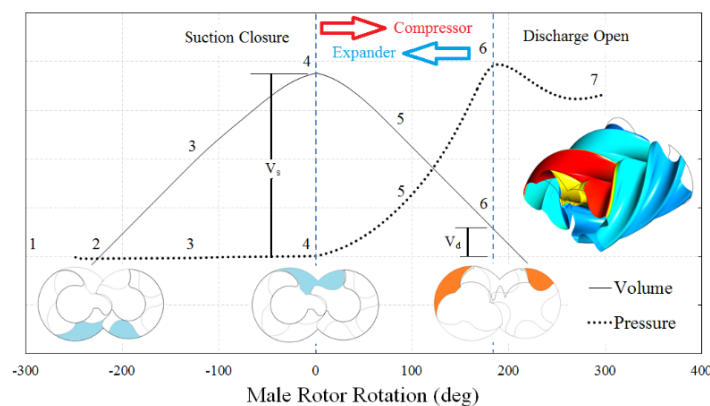


Figura 2.11 Variações de pressão e volume típicas (Rane, 2015; PDM Analysis Ltd, 2015)

Durante este processo, os perfis típicos da evolução da pressão e volume são representados pela figura 2.11, tanto para a expansão como para a compressão. O funcionamento como compressor será, em tudo, semelhante, sendo a sua inversão

também bastante fácil. Ao trocar a localização da admissão e da descarga, ou invertendo o sentido de rotação dos rotores, obtém-se o processo de compressão (de 2.10d para 2.10a), com a única diferença em que será fornecido trabalho aos rotores, em vez de ser produzido por estes.

2.3.2 Variantes da Máquina

Quanto à sua construção, estas máquinas, têm duas variantes possíveis, do tipo seco e do tipo inundado. A figura 2.12 apresenta um pequeno esquema destas máquinas.

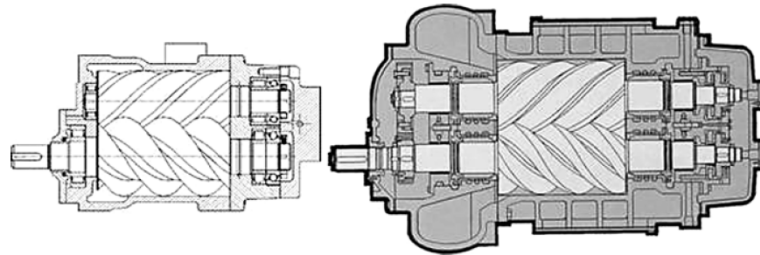


Figura 2.12 Variantes lubrificada (esquerda) e seca (direita) da máquina (Stosic et al., 2005)

A primeira variante conhecida desta máquina era do tipo seco. Neste tipo de máquina o movimento do rotor macho é transmitido para o rotor fêmea segundo engrenagens, localizadas fora do invólucro dos rotores, não existindo, por isso, contacto entre os rotores, exigindo uma precisão elevada na construção dos mesmos. Desta forma não existe contaminação do fluido de trabalho pelo lubrificante da máquina, contudo as engrenagens continuam a necessitar de um sistema completo de lubrificação e, acima de tudo, para que o óleo lubrificante não contamine a câmara dos rotores, sistemas de vedação elaborados (selos mecânicos duplos) que podem elevar de forma substancial o custo da máquina. Estas máquinas não aguentam grandes diferenças de pressão, devido à distância entre os rotores, e são frequentemente ligadas em série para atingir maiores relações de pressão. Outra característica evidente das máquinas do tipo seco, quando comparadas com o tipo lubrificado, será a sua maior dimensão, devido às engrenagens e ao sistema de lubrificação presente, contudo são o tipo mais eficiente de máquina.

Quanto à variante inundada, ou lubrificada, o óleo lubrificante é injectado directamente no interior da máquina, lubrificando os rotores e os seus rolamentos. Nesta variante o contacto entre os rotores é possível, servindo o óleo como lubrificante e elemento selante entre os lóbulos. Este óleo tem ainda um terceiro efeito de troca térmica, sendo conhecido, apenas para o caso dos compressores, onde arrefece o fluido de trabalho durante a compressão, actuando como um *intercooler* durante o processo. Devido à presença de óleo no interior dos lóbulos da máquina, será necessária a existência de um separador de óleo e um sistema de recirculação para o mesmo. O óleo deve ainda ser inerte relativamente ao fluido de trabalho, sendo que os óleos artificiais são normalmente os escolhidos para este tipo de aplicação. Especialmente no caso da compressão, esta variante é de grande importância por ter permitido maiores relações de compressão aliadas a menores temperaturas de descarga, apresentando-se como uma das maiores revoluções tecnológicas neste tipo

de máquina, sendo uma das responsáveis para a sua crescente relevância na indústria de compressores. A máquina inundada é geralmente mais compacta que a do tipo seco, contudo apresenta-se menos eficiente devido à existência do separador e da recirculação de óleo (Fleming et al., 1998b; Stosic et al., 2005; Atlas Copco, 2010).

2.3.3 Revisão Tecnológica

Actualmente, este tipo de máquinas representa a principal solução em processos de compressão de ar comprimido, refrigeração e climatização, chegando ainda, segundo Fleming et al. (1998b), a ter aplicações como turbos de motores alternativos em veículos, ganhando este lugar sobre as máquinas recíprocas e rotor-dinâmicas através das suas características únicas.

Comparadas com os seus concorrentes directos, estas máquinas, apresentam maiores velocidades de rotação, tornando-se mais compactas. Ao possuírem uma maior resistência a variações de caudal e maiores relações de pressão, apresentam uma banda de funcionamento mais ampla relativamente aos seus pares, acompanhadas de altas eficiências durante toda esta gama. Outra importante característica, das máquinas do tipo parafuso, será a sua excelente capacidade de tolerância a escoamentos bifásicos, permitindo novas gamas de funcionamento bem como poupança a nível de necessidades de pré-aquecimento do fluido de trabalho. A nível de manutibilidade e fiabilidade, o seu menor número de componentes móveis, todos eles elementos com movimentos de rotação, ausentes de excentricidades ou cargas excêntricas, por design, com contacto reduzido, ou inexistente, e forças de contacto, quando aplicáveis, reduzidas, levam a elevados períodos de vida útil, alta fiabilidade e menores custos de manutenção. Finalmente, quanto à inexistência de válvulas na sua instalação, devido ao seu efeito volumétrico, estas máquinas apresentam uma excelente capacidade de controlo de capacidade, por si só (Fleming et al., 1998b; Stosic et al., 2005; Zaytsev e A. Infante Ferreira, 2005; Read et al., 2016).

Juntamente com estas vantagens, a introdução da variante lubrificada, pelas razões anteriormente mencionadas, veio impulsionar estas máquinas até à sua posição, privilegiada, actual.

Quanto à sua utilização como expansor, a máquina do tipo parafuso tem sofrido, também, sérias evoluções, apesar do seu desenvolvimento como compressor ser, sem sombra de dúvida, a maior aplicação deste tipo de máquinas.

Contudo a sua aplicação como expansor não deve, de todo, ser descurada, pelo seu potencial único, à semelhança dos processos de compressão. A utilização de expansores do tipo parafuso é estudada para implementação em Ciclos Orgânicos de Rankine (COR) e outros processos que envolvam a possibilidade de existência de um escoamento bifásico durante a sua expansão.

Devido ao seu princípio de expansão volumétrico, ao contrário do princípio dinâmico dos seus pares, estas máquinas são capazes de suportar escoamentos bifásicos no seu interior. Segundo Read et al. (2016) isto permite que, em ciclos como o COR, seja possível a injeção de vapor condensado para o interior da máquina, evitando a necessidade de super-aquecimento do gás. Desta forma possibilita-se a introdução de permutadores de calor mais simples no ciclo, e uma maior temperatura de evaporação à entrada da máquina, que pode expandir o fluido, directamente, até à temperatura

de entrada no condensador, aumentando bastante a diferença energética entre estes dois pontos e conseqüentemente retirando mais trabalho de um ciclo mais simples.

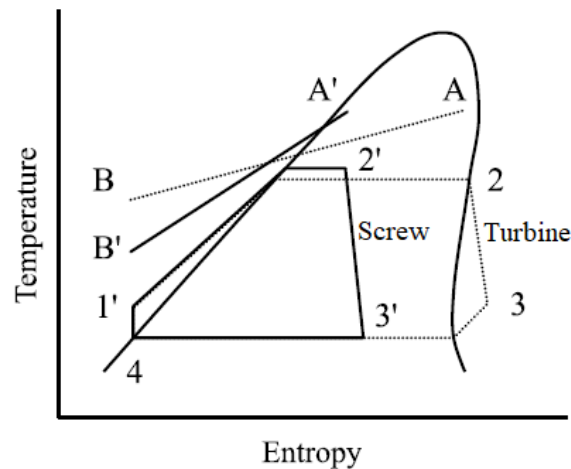


Figura 2.13 Diagrama $T-s$ de um COR convencional (traço interrompido) *vs* expansor parafuso (traço contínuo), adaptado de Read et al. (2016)

A figura 2.13 resume, gráficamente, as diferenças entre a utilização de um expansor convencional (a traço interrompido) e a utilização de um expansor do tipo parafuso (a traço contínuo), sendo que os pontos 4 e 1 representam as entradas e saídas das bombas do ciclo, os pontos 2 e 3 a entrada e saída dos expansores e os pontos A e B representam as condições de entrada e saída do fluido em cada um dos ciclos.

Dado que estas aplicações e estudos são muito menos frequentes que as aplicações de compressão, e devido à falta de informação relativamente a estas máquinas, estudos relevantes direccionados a este tema são escassos e difíceis de encontrar. Contudo será importante referenciar os dois trabalhos de Smith et al. (1994) e Öhman e Lundqvist (2015) que além de avaliarem e indicarem alguns estudos e aplicações realizadas neste âmbito, apresentam uma análise e um modelo empírico da utilização destas máquinas em ciclos COR, respectivamente.

Será, também, absolutamente necessário destacar o início, embora em muito pequena escala, da utilização destas máquinas para a expansão de gás natural, principalmente na china. Xiayi et al. (2015) menciona, brevemente, no seu artigo, a utilização de um expansor do tipo parafuso num PRM, apresentando graficamente a evolução da sua diferença de temperaturas, comparativamente a uma válvula de redução. Também recentemente, Diao et al. (2018) descreve brevemente o processo de dimensionamento de um expansor de parafuso para aplicação numa PRM, onde se foca principalmente no cálculo de esforços nos rolamentos e na análise de frequências do equipamento. Após a breve descrição do dimensionamento da máquina, Diao et al., revelam alguns resultados e analisam o comportamento do equipamento relativamente ao ruído (vibrações) e a flutuações de caudal na instalação. Como conclusão, os autores apresentam a máquina como uma solução promissora, simples e fiável para a aplicação da redução de pressão do gás natural.

Avanços Tecnológicos Cruciais à Evolução destas Máquinas

Antes de analisar os avanços tecnológicos que levaram ao recente sucesso destas máquinas, será importante abordar, brevemente, o tópico das fugas e caminhos de fuga, uma vez que estas são o factor que mais influencia o desempenho das mesmas (Fleming e Tang, 1995).

As fugas afectam tanto a eficiência volumétrica como a eficiência adiabática. Segundo Stosic et al. (2005), e começando pela eficiência volumétrica, cada vez que existe uma fuga de um lóbulo de pressão interna mais elevada para um lóbulo a pressão mais baixa, existe uma variação do volume debitado por cada lóbulo. Isto resulta numa porção de volume que será necessária voltar a comprimir, para o caso dos compressores, ou numa porção de volume que se expandiu sem produzir trabalho, para o caso dos expansores. Quanto à eficiência isentrópica da máquina, será fácil entender que a energia do fluido se degrada com cada fuga devido à geração de atrito, levando a um menor potencial de extracção de energia por parte da máquina, no caso da expansão, e a maiores gastos energéticos devido às recirculações, no caso da compressão.

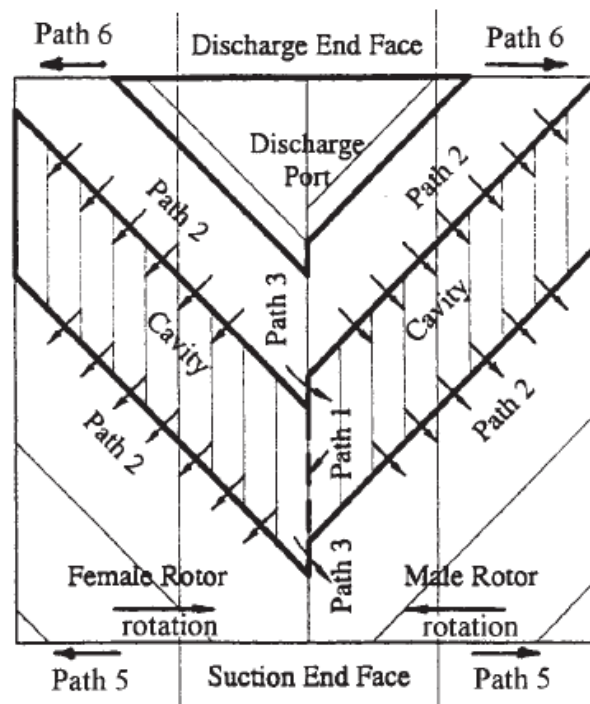


Figura 2.14 Esquema das fugas presentes numa máquina do tipo parafuso (Fleming e Tang, 1995)

Fleming e Tang, 1995 destacam a existência de dois tipos de fugas, sendo o primeiro tipo a fuga de fluido para lóbulos vizinhos e o segundo tipo, a fuga do fluido directamente para a área de descarga, a menor pressão. Este ultimo caso apresenta-se como a mais grave, podendo fazer um *by-pass* a várias câmaras intermédias.

Lembrando o principio de funcionamento descrito anteriormente, o primeiro aspecto a ter em conta, relativamente aos caminhos de fuga, é que devido à forma dos lóbulos formados pelos perfis dos rotores, as linhas de fuga presentes em cada lóbulo

diminuem à medida que a pressão, no seu interior, também diminui. Isto representa uma das características únicas deste tipo de máquina, a de melhorar a vedação da câmara com o aumento de pressão no seu interior, algo que uma máquina convencional não é capaz de realizar. Posto isto, a informação a retirar, relativamente às fugas, será que nenhuma linha de fugas se mantém constante ao longo do processo, à excepção do *cusp blow hole*, que será brevemente explicado em seguida.

Desta forma, a figura 2.14 esquematiza as linhas presentes durante o funcionamento da máquina, quer actuando como compressor ou expensor. Segue-se uma breve enumeração dos caminhos de fuga existentes na máquina de acordo com Flemming et al. (1995; 1998b).

- Path 1.* Linhas formadas pelo contacto entre os perfis do rotores macho e fêmea (linha de contacto). Proporciona o segundo tipo de fugas.
- Path 2.* Linhas formadas pelo contacto entre a extremidade de um rotor e a superfície da carcaça da máquina. Proporciona o primeiro tipo de fugas.
- Path 3.* *Cusp blow hole*, formado pelo encontro das extremidades dos rotores, em simultâneo com o seu invólucro, formando nesta extremidade uma pequena área triangular (*cusp blow hole*) constante, por onde ocorrem fugas de uma câmara para a outra. Pode proporcionar ambos os tipos de fugas, dependendo da posição da câmara.
- Path 4.* Existe apenas na proximidade da abertura de menor pressão, ocorrendo junto à superfície da carcaça da máquina (Não representada na figura 2.14). Leva ao segundo tipo de fugas.
- Path 5.* Linhas formadas entre a extremidade do rotor e a carcaça da máquina, do lado de menor pressão. Leva ao segundo tipo de fugas.
- Path 6.* Linhas formadas entre a extremidade do rotor e a carcaça da máquina, do lado de maior pressão. Leva ao segundo tipo de fugas.

Encontra-se, portanto, o cerne do desenvolvimento deste tipo de máquina, nos avanços que possibilitam a concepção e reprodução dos complexos perfis dos rotores, e na sua consequente atenuação dos caminhos de fugas enunciados.

O primeiro marco no desenvolvimento das máquinas do tipo de parafuso foi, indubitavelmente, a evolução da geração matemática dos perfis dos rotores, com a implementação de métodos de desenvolvimento e malhagem de engrenagens para a concepção de perfis (Stosic et al., 2005). A partir destes métodos de geração, foi possível desenvolver perfis muito mais complexos, de forma mais fácil e rápida. Como consequência disto, nasceram os perfis assimétricos, descritos por Stosic et al. (2005) como um dos maiores avanços no que diz respeito à eficiência destas máquinas, uma vez que este tipo de perfil veio possibilitar uma grande diminuição no tamanho dos *cusp blow holes* (Stosic et al., 2005; Rane, 2015).

Contudo, apesar da geração de perfis ter tido uma forte contribuição para a aplicabilidade destes equipamentos, apenas a superação das dificuldades de fabrico relativas aos perfis dos rotores, as mesmas responsáveis pelo insucesso destas máquinas existentes durante a altura do engenheiro Alf Lysholm, veio lançar a aplicação destas máquinas como uma solução viável.

Os avanços tecnológicos que permitiram este avanço são, então, explicados segundo Reis et al. (2018), que aborda os principais desenvolvimentos de tecnologias mecâ-

nicas que levaram ao fabrico dos perfis dos rotores, destas máquinas, de forma mais económica e garantindo a sua reprodutibilidade, no que diz respeito à sua forma e toleranciamento, bem como o completo entendimento de todas as variáveis presentes em toda a fase de concepção dos perfis destas máquinas.

Qualquer aplicação de uma máquina deste tipo possui apenas um perfil que satisfaz, da melhor maneira, o processo a desenvolver, de acordo com as condições de entrada e saída desejadas e fluido a actuar. Desta forma, cada aplicação terá, idealmente, o seu perfil único, desenvolvido especialmente para o processo em questão.

Aquando da geração do perfil, é importante reter que este engloba a geração do perfil dos rotores macho e fêmea e que, em conjunto com o seu invólucro, definem também os perfis das áreas de admissão e descarga, não se limitando portanto à geração de rotores adequados mas sim ao todo da máquina.

A definição do perfil deve ser cuidadosamente planeada, sendo que todos os dados relativamente à aplicação devem ser bem conhecidos, uma vez que o perfil estará também directamente associado às forças de contacto entre os rotores, à suavidade da transferência de momentos, à capacidade de formação de uma película lubrificante sobre as superfícies da câmara (no caso das variantes inundadas), aos comprimentos das linhas de contacto entre as superfícies da câmara (linhas de fugas), ao volume da câmara e à reprodutibilidade do perfil.

Relativamente ao perfil, também, apesar de permitirem a existência de fugas, a existência de folgas entre as superfícies dos rotores e do invólucro são de extrema importância. O fabrico destas máquinas é realizado recorrendo a folgas nominais, previamente calculadas e projectadas, de modo a prevenir o contacto entre superfícies, evitando desgastes por deslizamento destas e danos de funcionamento aos rotores e à máquina. Estas folgas devem ter tamanho suficiente de modo a prevenir contactos, colisões e deslizamentos entre os rotores. Por outro lado, devem ser reduzidas o suficiente de modo a limitar a existência de fugas ao mínimo. Este cálculo terá que ver, também, com as gamas de velocidades previstas para o funcionamento da máquina, uma vez que, por um lado, devido ao seu funcionamento, quanto maior a velocidade de rotação dos rotores, menos tempo existirá para que se dê fugas severas, por outro, esta não pode ser baixa o suficiente para que estas sejam consideráveis. Nestas máquinas a velocidade de rotação fica apenas limitada a um máximo pela velocidade do som nas extremidades dos rotores, e a um mínimo a um valor aceitável para o caudal de fugas.

Adicionalmente, as folgas nominais deverão ser projectadas tendo em conta imperfeições de fabrico, tolerâncias de maquinação e deflecções originadas por cargas existentes durante o processo. Estas cargas incluem as cargas devidas às diferentes pressões em cada lóbulo e à diferença nas extremidades da máquina, causando deflexão e tensões nos rotores e seus rolamentos, e cargas térmicas que levam a deflexões térmicas nos rotores e carcaça da máquina. O efeito combinado destas cargas altera severamente a forma e tamanho das folgas nominais da máquina, que devem ser capazes de continuar a garantir relações entre fugas e evitar contactos entre os componentes.

Todas estas condições relativas à definição do perfil da máquina, implicam sérios cuidados no que toca a tolerâncias de maquinação e existência de imperfeições nos

perfis. Desta forma, a evolução das tecnologias mecânicas de fabrico e construção de ferramentas, bem como da engenharia dos materiais na produção de melhores ferramentas e processos de fabrico, levaram a que a grande maioria dos problemas existentes em 1930, relativamente ao fabrico destas máquinas e reprodutibilidade dos seus perfis, se esvançam de tal ordem que hoje é possível o seu fabrico com garantias de tolerânciamento adequado e menores imperfeições, de forma relativamente mais eficiente e económica.

A distância entre rotores deve ser o mais uniforme possível, de modo a que as folgas entre estes sejam constantes ao longo do seu comprimento. Desta forma a distribuição de forças nestes componentes pode ser realizada de forma mais constante e suave, possibilitando uma igual transmissão de momentos com uma menor existência de erros de transmissão e perdas de energias possível. Por sua vez, isto leva a menores e mais uniformes desgastes por erosão e baixos níveis de vibração e ruído. Todos estes factores são capazes de prevenir a existência de um perfil de fugas variável ao longo da máquina, alterando a sua eficiência conforme o seu comprimento, e de promover um maior tempo de vida útil e menores necessidades de manutenção aos seus componentes.

Neste sentido, a melhoria no fabrico de rolamentos capazes de absorver cargas maiores, com melhor capacidade de lubrificação e melhores tolerânciamentos, no que diz respeito à sua concentricidade, veio também garantir um melhor funcionamento deste tipo de máquinas.

Assim, o conjunto destes factores veio permitir a afirmação deste tipo de máquinas na indústria e na engenharia, como se pode verificar pela sua actual posição privilegiada em aplicações de produção de ar comprimido e refrigeração, como referido no início desta secção.

Capítulo 3

Modelo Matemático

3.1 Modelo do Expansor

Segundo Stosic et al. (2005), Chukanova (2015) e Read et al. (2016), o interior da câmara, da máquina, forma o exemplo típico de um sistema aberto cujo caudal mássico varia com o tempo.

Desta forma o interior da máquina pode ser caracterizado por um volume de controlo onde serão aplicadas as leis de conservação, através do Teorema de Transporte de Reynolds (TTR), sendo ainda assumidas as seguintes simplificações, de acordo com Stosic et al. (2005):

1. O escoamento é assumido, praticamente, uni-dimensional.
2. A variação de energia cinética é considerada desprezável relativamente à variação da energia interna.
3. A admissão e descarga de fluido são consideradas isentrópicas.
4. O escoamento de fugas é considerado adiabático.

Segundo Stosic et al. (2005), apesar das simplificações consideradas, o modelo não é afectado de forma significativa, nem se apresenta limitado, uma vez que continua a ser passível de contemplar situações denominadas como reais, pelos autores referidos, como a existência de escoamento bifásico, efeitos de transferência de calor entre o escoamento e os componentes da máquina, a existência de fugas no interior da câmara e a injeção de fluido lubrificante durante o processo (máquina inundada), contemplando os seus efeitos térmicos e influência no processo.

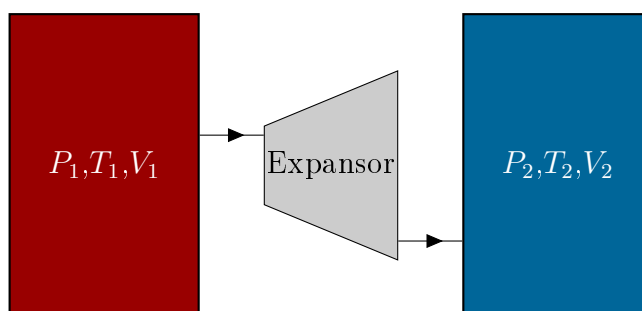


Figura 3.1 Esquema para a expansão

Desta forma, considera-se, então, um volume de controlo que compreende a câmara de admissão, um lóbulo do rotor considerado e a câmara de descarga, tal como explicitado, por Stosic et al. (2005) e Stosic et al. (2011a). Assim, a partir deste sistema aberto, como referido anteriormente, será possível estudar qualquer processo, quer de compressão, quer de expansão, semelhante ao esquema representado na figura 3.1, que se dê no interior destes equipamentos.

O estudo destas máquinas tem, então, início na aplicação, directa, da equação da energia, expressão (3.1), ao volume de controlo considerado.

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} = \frac{dE}{dt} \quad (3.1)$$

Esta conhecida expressão traduz a correspondência entre a diferença das taxas de variação de calor, Q , e de trabalho, W , provocadas pela interacção entre o sistema e a sua vizinhança, com a taxa de variação de energia, E , do mesmo.

A equação da energia pode ser desenvolvida, a partir deste ponto, sendo que o primeiro passo consistirá em desenvolver a variação de energia contida no sistema. Esta variação de energia é desenvolvida a partir do Teorema de Transporte de Reynolds (Çengel e Cimbala, 2013), de modo a traduzir a análise desta propriedade no sistema para uma notação de volume de controlo.

Desta forma é aplicado o TTR, considerando a energia, E , do sistema como a propriedade intensiva, admitindo, por conseguinte, a energia específica do volume, $e = E/m$, como a propriedade extensiva a analisar. Esta aplicação é feita de forma directa, e resulta na expressão (3.2).

$$\left(\frac{dE}{dt} \right)_{sist.} = \frac{d}{dt} \int_V \rho e \, dV + \int_S \rho e \vec{C} \cdot \vec{n} \, dA \quad (3.2)$$

Analisando o resultado da aplicação do TTR, tem-se a relação entre a taxa de variação da energia contida no sistema, com a taxa de variação da energia específica contida no volume de controlo, e com o fluxo energético que atravessa este volume, através da sua fronteira, primeiro e segundo termo da expressão (3.2), respectivamente.

Contudo, devido à natureza da máquina, e dos seus lóbulos, há, ainda, que considerar a potência realizada pelo trabalho fluxo, desenvolvido pelo fluido, de modo a vencer a resistência criada pelas superfícies do lóbulo (volume de controlo) e a manter o escoamento através da máquina, equação (3.3).

$$\dot{W}_{fluxo} = \int_S P \vec{C} \cdot \vec{n} \, dA \quad (3.3)$$

Deste modo, a definição da taxa de variação de energia contida no sistema, fica

completa ao conjugar as expressões (3.2) e (3.3), resultando a expressão (3.4b).

$$\left(\frac{dE}{dt}\right)_{sist.} = \frac{d}{dt} \int_V \rho e dV + \int_S \rho e \vec{C} \cdot \vec{n} dA + \int_S P \vec{C} \cdot \vec{n} dA \quad (3.4a)$$

$$= \frac{d}{dt} \int_V \rho e dV + \int_S \left(e + \frac{P}{\rho}\right) \rho \vec{C} \cdot \vec{n} dA \quad (3.4b)$$

Esta expressão pode ser, ainda, simplificada ao desenvolver a energia total do fluido, e . Esta energia é representada pela soma de todos os tipos de energia contidos no fluido. Num escoamento normal, de gás natural, os tipos de energia relevantes serão a energia interna do fluido, a sua energia cinética e a sua energia potencial, respectivamente o primeiro, segundo e terceiro termos da expressão (3.5).

$$e = u + \frac{1}{2} \vec{C}^2 + gZ \quad (3.5)$$

Onde u representa a energia interna, específica do fluido, \vec{C} a velocidade do fluido, g a aceleração gravítica local, e Z a cota do escoamento.

Apesar de as energias cinética e potencial terem sido referidas como relevantes, isto não é completamente verdade, uma vez que se tem como boa aproximação considerar o ponto 2 da página 33, que considera a contribuição da energia cinética desprezável, relativamente à contribuição da energia interna, bem como considerar que a contribuição da energia potencial é, também, desprezável uma vez que se trata de um processo de expansão de um fluido pouco denso (gasoso) num equipamento instalado horizontalmente, cujos diâmetros dos rotores não atingem dimensão suficiente de modo a considerar a variação de cota relevante.

Desta forma, resulta que a energia total do fluido, e , se resume à sua energia interna, u , resumindo-se a expressão (3.5) à igualdade (3.6).

$$e = u \quad (3.6)$$

Utilizando, ainda, a definição de entalpia, expressão (2.2), e rearranjando o segundo termo, recorrendo à relação inversamente proporcional entre volume específico e massa específica, resulta a nova forma da expressão (2.2).

$$h = u + \frac{P}{\rho} \quad (2.2 \text{ rearranjada})$$

Após esta reflexão sobre os tipos de energia presentes no fluido de trabalho, pode-se simplificar a expressão (3.4b), recorrendo à substituição directa da expressão (3.6) e da expressão (2.2) rearranjada, respectivamente, de modo a obter a expressão (3.7).

$$\left(\frac{dE}{dt}\right)_{sist.} = \frac{d}{dt} \int_V u \rho dV + \int_S h \rho \vec{C} \cdot \vec{n} dA \quad (3.7)$$

Com o TTR completamente desenvolvido, pode substituir-se a expressão (3.7) na equação da energia, (3.1). Desta substituição resulta a equação da energia, (3.8), que contabiliza todos os efeitos actuantes no volume de controlo considerado.

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} = \frac{d}{dt} \int_V u\rho dV + \int_S h\rho\vec{C} \cdot \vec{n} dA \quad (3.8)$$

Chegando a este ponto, podem desenvolver-se os vários termos da expressão (3.8), por forma a fazer desaparecer os integrais existentes, bem como desenvolver algumas derivadas genéricas.

Ao considerar um escoamento uni-dimensional, como referido no ponto 1 da página 33, é ainda possível desenvolver a expressão (3.8), no que diz respeito ao integral de superfície, proveniente do TTR.

Esta situação resulta no caso simples de uma entrada e uma saída, em que o escoamento se dá de forma longitudinal ao volume. Tal cenário torna a resolução do integral num balanço simples entre a secção de entrada e a secção de saída, representando o fluxo energético, líquido, que atravessa o volume de controlo. Considerando a componente w , do vector velocidade \vec{C} , longitudinal ao volume de controlo considerado (transversal à secção dos parafusos), é desenvolvida a igualdade (3.9).

$$\int_S h\rho\vec{C} \cdot \vec{n} dA = h_{out}\rho_{out}w_{out}A_{out} - h_{in}\rho_{in}w_{in}A_{in} \quad (3.9)$$

Esta igualdade pode ser facilmente simplificada recorrendo à equação (3.10), que expressa o caudal mássico que atravessa uma secção do volume de controlo.

$$\dot{m} = \rho w A \quad (3.10)$$

Onde ρ representa a massa específica do fluido, w a velocidade do fluido, transversalmente à secção dos parafusos, e A a área da secção transversal que o fluido atravessa.

Esta equação revela o envolvimento do caudal mássico neste balanço, como não poderia deixar de ser. Desta forma o integral de superfície vê-se bastante simplificado pela igualdade (3.11).

$$\int_S h\rho\vec{C} \cdot \vec{n} dA = \dot{m}_{out}h_{out} - \dot{m}_{in}h_{in} \quad (3.11)$$

Quanto ao integral de volume, também proveniente do TTR, este representa a quantidade de energia interna contida no volume de controlo, pelo que será directamente substituído pela referida quantidade.

$$U = \int_V u\rho dV \quad (3.12)$$

No que toca ao trabalho desenvolvido, será aplicada a definição termodinâmica de trabalho, equação (3.13), considerando apenas a forma de trabalho realizado pela expansão do fluido.

$$W = \int P dV \quad (3.13)$$

Por substituição directa desta definição, (3.13), no trabalho trocado entre o volume de controlo e o exterior, obtém-se que cada estado, infinitesimal do trabalho, é dado pelo produto da pressão, no ponto, pela taxa de variação do volume, com respeito ao tempo.

$$\frac{dW}{dt} = P \frac{dV}{dt} \quad (3.14)$$

O termo restante trata da taxa de variação de calor trocado, entre o volume de controlo e o exterior, com respeito ao tempo. Este significa, simplesmente, o fluxo de calor trocado com, ou por, este volume, equação (3.15).

$$\dot{Q} = \frac{dQ}{dt} \quad (3.15)$$

Desta feita, é possível substituir as igualdades encontradas nas equações (3.11), (3.12), (3.14) e (3.15) na equação da energia (3.8), desenvolvida, que rearranjada em ordem à taxa de variação da energia interna, resulta na expressão (3.16).

$$\frac{dU}{dt} = \dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_{out} h_{out} + \dot{Q} - P \frac{dV}{dt} \quad (3.16)$$

Esta forma da equação da energia representa a taxa de variação da energia interna do fluido, ao longo do tempo no qual o processo ocorre. Contudo, poderá fazer sentido, dado o funcionamento da máquina, considerar esta taxa de variação em função da posição angular do rotor, ao invés do tempo no qual o processo decorre.

Assim, através da equação (3.17), relacionando a velocidade angular de um rotor com a posição angular e o tempo, é possível realizar uma mudança de variável.

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} \quad (3.17)$$

Por fim, fazendo a substituição de variável sugerida pela equação (3.17), na equação da energia (3.16), é possível obter a expressão para a conservação da energia interna (3.18), tal como sugerida na bibliografia (Stosic e Hanjalic, 1997; Stosic et al., 2005; Rane, 2015; Chukanova, 2015; Read et al., 2016; Stosic et al., 2011a; Reis et al., 2018).

$$\omega \left(\frac{dU}{d\theta} \right) = \dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_{out} h_{out} + \dot{Q} - \omega P \left(\frac{dV}{d\theta} \right) \quad (3.18)$$

Onde θ representa a posição angular do rotor considerado e as restantes propriedades se apresentam como uma função deste, $f(\theta)$. Sendo que, desta forma, \dot{m} representa o caudal mássico de fluido que atravessa a câmara, h a entalpia específica do fluido, \dot{Q} o fluxo de calor trocado entre o escoamento e os componentes da máquina, ω a velocidade angular do rotor, P a pressão no interior do lóbulo e V o volume do lóbulo.

Esta expressão torna-se bastante importante para a caracterização da máquina, uma vez que o membro da esquerda representa o trabalho produzido pela máquina. Decompondo o membro da direita, nesta expressão, são obtidos três termos principais. Da esquerda para a direita, tem-se o 'termo energético' referente à quantidade de energia transportada pelo escoamento, o 'termo térmico' referente à transmissão de calor realizada entre o escoamento e os componentes da máquina e, por fim, o termo referente ao trabalho efectuado pelo fluido, no interior dos lóbulos.

Da mesma forma para a conservação da massa, desta vez apresentada sob a forma da equação (3.19), é possível realizar uma análise semelhante.

$$\frac{dm}{dt} = 0 \quad (3.19)$$

Ao utilizar o TTR, recorrendo, desta vez, à própria massa como propriedade intensiva, bem como a equação (3.17), de novo, de modo a realizar a mudança de variável, obtém-se a expressão (3.20) para a conservação da massa no interior da máquina.

$$\omega \left(\frac{dm}{d\theta} \right) = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \quad (3.20)$$

À semelhança da conservação da energia, e explicando o porquê da sua variação pontual, também a massa é considerada em função de θ . Isto acontece devido ao facto do modelo considerar a existência de fugas ao longo do comprimento da máquina, bem como prever a possibilidade da máquina utilizada ser do tipo inundado, sendo que os caudais de entrada e saída se desenvolvem nas expressões (3.21a) e (3.21b), respectivamente.

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{admissão} + \dot{m}_{infiltrações} + \dot{m}_{lubrificante} \quad (3.21a)$$

$$\dot{m}_{out} = \dot{m}_{descarga} + \dot{m}_{fugas} \quad (3.21b)$$

Onde os índices 'infiltrações' e 'fugas' representam fugas de lóbulos anteriores para o interior do lóbulo considerado, e fugas do lóbulo considerado para lóbulos posteriores, respectivamente, ao passo que o índice 'lubrificante' representa as injeções de óleo lubrificante, para o interior do lóbulo considerado, no caso da variante inundada.

Por sua vez, cada caudal satisfaz, obrigatoriamente a equação da continuidade, representada na equação (3.10).

É importante notar, que à semelhança dos caudais de entrada e saída, também as entalpias, na conservação da energia obedecem ao mesmo balanço, equações (3.22a)

e (3.22b), respectivamente.

$$h_{in} = h_{admissão} + h_{infiltrações} + h_{lubrificante} \quad (3.22a)$$

$$h_{out} = h_{descarga} + h_{fugas} \quad (3.22b)$$

Além das duas leis da conservação apresentadas, o modelo é ainda composto pelas relações cinemáticas de definição do perfil dos rotores (*envelope method*), que podem ser consultadas com detalhe na bibliografia (Stosic e Hanjalic, 1997; Stosic, 1998; Stosic et al., 2005; Zaytsev e A. Infante Ferreira, 2005; Wu e Fong, 2008; Stosic et al., 2011b; He et al., 2013; Erdeweghe et al., 2016), juntamente com expressões algébricas para a caracterização do processo nas zonas de admissão e descarga, bem como as relações de estado que caracterizam as propriedades do fluido ao longo do processo.

3.2 Simplificação do Modelo

Apesar do modelo apresentado caracterizar o funcionamento deste tipo de equipamento de uma forma bastante rigorosa, admitindo os efeitos reais, a introdução das relações auxiliares às leis da conservação, das relações de definição do perfil, de admissão, de descarga e da equação de estado que incluam efeitos de mudança de fase, tudo isto torna o modelo num "sistema de equações não-lineares, de resolução simultânea, incapaz de ser resolvido analiticamente" (Stosic et al., 2005).

Esta situação dificulta a existência de um estudo preliminar relativamente à aplicação destas máquinas, agravando-se, especialmente, pelo facto da introdução de uma relação cinemática para a definição do perfil da máquina implicar a pré-escolha de um perfil cujas relações sejam conhecidas, bem como a estimativa de um perfil, ou família de perfis, mais indicado para a aplicação, mediante as condições apresentadas. Este motivo, aliado ao facto de cada aplicação, como referido anteriormente, ter apenas um perfil óptimo que a satisfaça, poderá levar a processos de optimização mais prolongados, agravando um estudo já complexo e demorado.

Neste sentido, uma tentativa de simplificação deste modelo é realizada. Com isto pretende-se obter uma expressão, generalizada, função de valores conhecidos à entrada e saída do expansor e das propriedades do gás que atravessa a máquina, de modo a obter valores preliminares da potência extraída pela máquina durante o processo.

Numa situação real, quando instalada num PRM, a máquina, do tipo parafuso, servirá como expansor, figura 3.1, onde todas as propriedades do fluido variam ao atravessar a máquina, devido a este processo.

Nesta situação, as leis da conservação serão acopladas com uma equação de estado e um perfil de evolução do volume interior de cada lóbulo, realizando-se um estudo ao processo interno da máquina.

O novo modelo, irá, ainda, ter por base as seguintes simplificações:

1. Considera-se que a máquina não apresenta qualquer tipo de fugas internas.

2. Serão desprezados todos os efeitos na admissão e descarga da máquina, considerando-se apenas o processo que decorre no interior desta.
3. Considera-se que o processo decorre segundo um regime de funcionamento estacionário.

A primeira consideração acompanha os primeiros termos da equação (3.18), e resulta na expressão (3.23).

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m} \quad (3.23)$$

Quanto à segunda consideração tomada, esta resulta na eliminação das relações de definição dos processos de descarga e admissão.

Relativamente à consideração final pode retirar-se que para um determinado conjunto de condições de funcionamento, se verifica a expressão (3.24).

$$\omega = C^{te} \quad (3.24)$$

Desta forma, a expressão (3.18) passará a ser simplificada, termo a termo, até se atingir uma expressão generalizada, função, apenas, de variáveis conhecidas.

Em seguida serão apresentadas as considerações tomadas, bem como a simplificação dos vários termos da expressão (3.18) pela ordem que se considera chegar ao resultado final da forma mais fluida e contínua possível.

3.2.1 Equação de Estado

A equação de estado a introduzir será a equação dos gases perfeitos. Ao assumir que o gás natural se comporta como um gás ideal durante todo o processo de expansão, obtém-se uma relação simples entre as propriedades do fluido.

$$PV = nRT \quad (3.25)$$

Apesar desta aproximação não representar a realidade, permite, numa primeira aproximação, abordar mais facilmente o obstáculo principal do modelo, deste tipo de expansores, que corresponderá à introdução das relações para a definição dos perfis dos rotores.

Com esta introdução, estar-se-á, ainda, a excluir a existência de escoamento bifásico no interior da máquina, como ficará claro mais à frente no documento, que seria uma das vantagens chave deste expansor relativamente a uma turbina convencional.

3.2.2 Perfil de Evolução do Volume

De modo a obter a potência retirada no processo, através da conservação da energia interna (3.18), será inevitável a resolução do termo referente ao trabalho desenvolvido pelo fluido, $\omega P \left(\frac{dV}{d\theta} \right)$. Este termo implica a resolução da variação do volume

do lóbulo, $\left(\frac{dV}{d\theta}\right)$, que por sua vez pressupõe a existência de um perfil atribuído aos rotores do expansor.

Tendo em conta a bibliografia, Erdeweghe et al. (2016) aborda um método de geração, numérico, para um perfil de rotor conhecido de um compressor do tipo parafuso. Durante esta geração, o volume interno dos lóbulos do perfil é calculado, com respeito ao ângulo de rotação da máquina, figura 3.2.

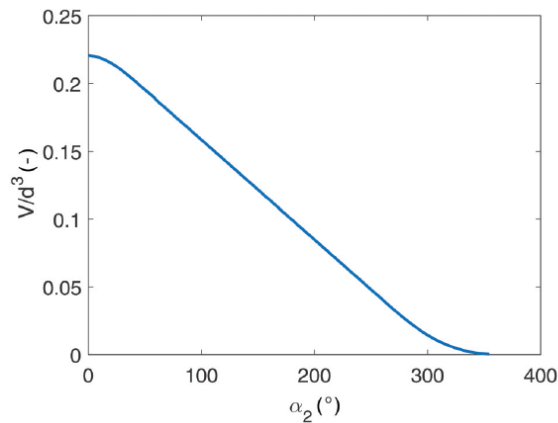


Figura 3.2 Perfil de variação do volume obtido por Erdeweghe et al. (2016)

Da análise desta figura, pode retirar-se que, à excepção dos extremos da curva, onde têm lugar a admissão e a descarga de fluido, o volume interno, dos lóbulos da máquina, apresenta uma evolução linear durante o decorrer do processo.

Não só no trabalho de Erdeweghe et al. (2016), também a figura 2.11, apresentada na secção 2.3.1, demonstra uma evolução linear do volume ao longo do processo de expansão/compressão.

Este comportamento pode ser explicado pelo facto de que, durante o processo de funcionamento da máquina, como explicado, novamente, na secção 2.3.1, a variação de volume responsável pela expansão/compressão do fluido, ser dada pelo avanço do lóbulo no comprimento do veio. Esta situação resulta, de forma simples, num aumento/diminuição directo(a) do comprimento do volume, que pode, sem grande dificuldade, ser visto como uma evolução linear do mesmo.

Desta forma considera-se, como primeira aproximação, o caso, mais simples, da existência de uma expansão directamente relacionada com a posição angular dos rotores, tal como explicitado na figura 3.3. Esta figura representa, então, o caso em que a variação do volume na máquina é linear em todo o processo. A linha traçada representa a evolução do volume interior do lóbulo da máquina desde a entrada do fluido, no ponto $(0, V_{in})$, à sua saída, no ponto (θ_w, V_{out}) , em que θ_w representa o ângulo de abraçamento dos filetes dos parafusos em torno dos rotores, sendo este o ângulo de revolução necessário para que o processo de expansão se dê por completo, no interior do lóbulo.

Através de uma simples análise à figura, facilmente se encontra a expressão para a evolução do volume que substitui a expressão genérica $y = mx + b$.

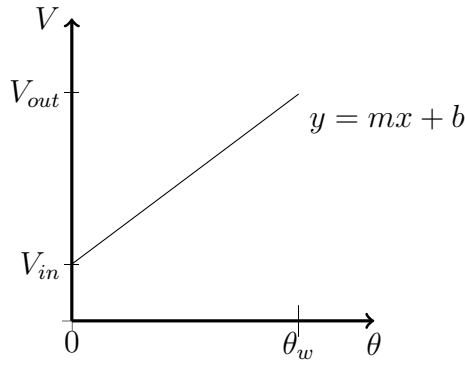


Figura 3.3 Aproximação linear para o volume da máquina

$$V(\theta) = \left(\frac{V_{out} - V_{in}}{\theta_w} \right) \theta + V_{in} \quad (3.26)$$

É então possível definir uma expressão para o termo da variação do volume em função da posição angular dos rotores da máquina a partir da expressão (3.26).

3.2.3 Termo Térmico

O primeiro termo a ser tratado será correspondente ao segundo termo do segundo membro da equação (3.18). Este termo diz respeito ao fluxo de calor que atravessa a máquina e aos ganhos e dissipações de energia sob a forma de calor.

Para este termo considera-se, apenas, o caso mais simples de um fluxo de calor, que atravessa a máquina axialmente, equação (3.27).

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p dT \quad (3.27)$$

Com esta aplicação são desprezados quaisquer efeitos de condução e convecção junto das fronteiras da máquina.

Temperatura

O fluxo de calor que atravessa a máquina servirá ainda para introduzir o perfil de temperatura ao longo da mesma, que se mostrará necessário para o cálculo da temperatura instantânea, $T(\theta)$, quando a pressão for introduzida no modelo.

Desta forma considera-se, para o cálculo desta temperatura, que o fluxo de calor longitudinal, na máquina, se faz de forma constante. Com isto quer-se dizer que ao cortar a máquina, infinitesimalmente, no sentido transversal, cada secção tem um fluxo de calor igual, sendo que a soma de todos esses fluxos corresponde ao fluxo total da máquina, representado pela equação (3.27), e ilustrado na figura 3.4.

Por sua vez é possível relacionar os fluxos de calor ao longo dos eixos da máquina, uma vez que cada incremento de rotação corresponde a uma secção posterior, devido

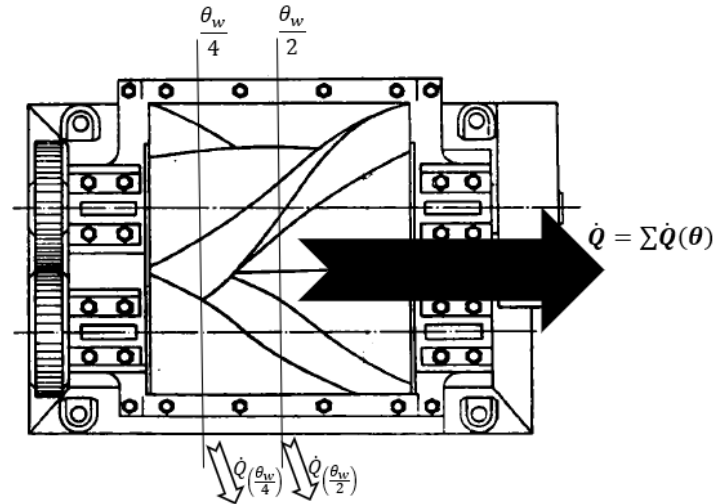


Figura 3.4 Esquema entre a relação dos fluxos de calor presentes na máquina, adaptado de Lysholm (1943)

ao passo do parafuso, obtendo assim uma expressão para a temperatura instantânea na máquina em função de θ e das temperaturas de entrada e saída.

$$\frac{\theta}{\theta_w} \dot{Q} = \dot{Q}(\theta) \Leftrightarrow \quad (3.28a)$$

$$\Leftrightarrow \frac{\theta}{\theta_w} \dot{m} c_p (T_{in} - T_{out}) = \dot{m} c_p (T_{in} - T(\theta)) \Leftrightarrow \quad (3.28b)$$

$$\Leftrightarrow T(\theta) = T_{in} - (T_{in} - T_{out}) \frac{\theta}{\theta_w} \quad (3.28c)$$

A partir da expressão (3.28c) será possível calcular qualquer variação de temperatura entre quaisquer dois pontos da máquina, bem como caracterizar o seu perfil de temperaturas.

3.2.4 Termo do Trabalho Aplicado ao Fluido

Relativamente a este termo, equação (3.29), serão realizadas as simplificações relativas à evolução do volume da máquina, onde normalmente seria necessária a introdução das relações cinemáticas de geração do perfil, além da relação que define a evolução de pressão do fluido ao longo do processo.

$$\omega P \left(\frac{dV}{d\theta} \right) \quad (3.29)$$

Pressão

No que toca à pressão, esta pode ser prontamente desenvolvida a partir da equação de estado, apresentada sob a forma da expressão (3.30).

$$P = \frac{nRT}{V} \quad (3.30)$$

Nesta expressão, podem substituir-se, directamente as expressões (3.28c), relativa ao perfil de temperaturas da máquina, e (3.26), relativa ao perfil de evolução do volume interno da máquina.

$$\begin{cases} P = \frac{nRT}{V} \\ T(\theta) = T_{in} - (T_{in} - T_{out}) \frac{\theta}{\theta_w} \\ V(\theta) = \left(\frac{V_{out} - V_{in}}{\theta_w} \right) \theta + V_{in} \end{cases} \Rightarrow P(\theta) = \frac{nRT(\theta)}{V(\theta)} \quad (3.31)$$

Desta forma, por substituição directa, é possível obter um perfil de pressões em função da posição angular dos rotores, a par do perfil de temperaturas e de evolução do volume interno de cada lóbulo da máquina.

Varição do Volume de Cada Lóbulo com a Posição Angular dos Rotores

Novamente, o desenvolvimento deste termo pode ser feito de forma bastante expedita, uma vez que o perfil de variação do volume é conhecido. Ao derivar a expressão representada pela equação (3.26), é possível obter a variação do volume relativamente à posição angular dos rotores, equação (3.32).

$$\frac{dV(\theta)}{d\theta} = \left(\frac{V_{out} - V_{in}}{\theta_w} \right) \quad (3.32)$$

3.2.5 Termo Energético

Quanto a este termo será possível aplicar, directamente, a expressão (3.23) de modo a reduzi-lo a apenas duas variáveis, passíveis de ser desenvolvidas e simplificadas em função das condições do processo e das características do perfil.

$$\begin{cases} \dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_{out} h_{out} \\ \dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m} \end{cases} \Rightarrow \dot{m} \Delta h \quad (3.33)$$

Caudal Mássico

O caudal mássico que atravessa o interior do expansor pode ser obtido a partir da rotação de um dos rotores. Segundo Stosic et al. (2005), uma vez que o diferente número de lóbulos, em cada rotor, é compensado pela sua diferença de velocidades é possível dizer que a massa total, contida no interior da máquina, é representada pela expressão (3.34).

$$m_{tot.} = mz \quad (3.34)$$

Onde m representa a quantidade de massa contida no interior de cada lóbulo e z o número de lóbulos do rotor considerado, sendo este, tipicamente, o rotor macho, uma vez que é este o rotor acoplado ao gerador, sendo por isso a sua velocidade de rotação conhecida.

Devido à forma dos rotores, tipo parafuso, as saliências que delimitam os lóbulos da máquina evoluem longitudinalmente no rotor segundo o passo, que tem como função empurrar o fluido à medida que o rotor revolve sobre si mesmo durante o processo, figura 2.10. Assim torna-se possível relacionar a velocidade angular dos rotores com a velocidade longitudinal, do fluido, a partir da sua geometria.

Por sua vez, pode calcular-se o caudal mássico que atravessa a máquina, a partir da expressão (3.35), como descrito por Stosic et al. (2005).

$$\dot{m} = \frac{mzN}{60} \quad (3.35)$$

Onde N representa o número de rotações por minuto realizadas pelo rotor da máquina, sendo, também, aplicado o factor de conversão, 60, por forma a expressar o caudal apresentado em, kg s^{-1} , unidades do Sistema Internacional.

Variação Entálpica

Relativamente à entalpia, será seguida a metodologia desenvolvida por Çengel e Boles (2014), de forma a encontrar uma expressão passível de ser trabalhada e simplificada.

Pelo postulado de estado da termodinâmica, é possível definir uma propriedade de um sistema através de duas outras variáveis independentes e intensivas. Considerando a entalpia uma função da pressão e da temperatura, $h(T, P)$, obtém-se, de forma directa, a expressão (3.36).

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_P dT + \left(\frac{\partial h}{\partial P} \right)_T dP \quad (3.36)$$

Esta expressão pode ser prontamente simplificada utilizando a definição de calor específico a pressão contante, equação (3.37).

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_P \quad (3.37)$$

Substituindo a equação (3.37), directamente, na equação (3.36), retira-se a primeira simplificação para a expressão da variação entálpica (3.38).

$$dh = c_p dT + \left(\frac{\partial h}{\partial P} \right)_T dP \quad (3.38)$$

De modo a resolver a derivada parcial remanescente, na expressão (3.38), em termos de variáveis conhecidas, será necessário recorrer à relação de Gibbs, equação (3.39) e à entropia como função da pressão e da temperatura, $s(T, P)$, equação (3.40), encontrada segundo a mesma metodologia utilizada para desenvolver a expressão (3.36).

$$dh = Tds + VdP \quad (3.39)$$

$$ds = \left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_P dT + \left(\frac{\partial s}{\partial P} \right)_T dP \quad (3.40)$$

Substituindo o termo diferencial da entropia na equação (3.39) pela equação (3.40), é possível obter uma expressão auxiliar (3.41).

$$dh = T \left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_P dT + \left[V + T \left(\frac{\partial s}{\partial P} \right)_T \right] dP \quad (3.41)$$

Com uma segunda expressão para a diferença entálpica será possível igualar cada termo, de ambas as expressões (3.38) e (3.41), de modo a encontrar uma igualdade para o termo diferencial da pressão.

$$\begin{cases} \left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_P = \frac{c_p}{T} & , \text{ para } dT \\ \left(\frac{\partial h}{\partial P} \right)_T = V + T \left(\frac{\partial s}{\partial P} \right)_T & , \text{ para } dP \end{cases} \quad (3.42)$$

Para concluir este termo, é utilizada uma das quatro relações de Maxwell (Çengel e Boles, 2014), equação (3.43), para a termodinâmica, de modo a obter uma derivada parcial em função de uma outra propriedade mais simples que a entropia.

$$\left(\frac{\partial s}{\partial P} \right)_T = - \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_P \quad (3.43)$$

Por substituição directa da equação (3.43) na expressão do termo diferencial da pressão do sistema (3.42) é possível obter uma igualdade, mais conveniente, para o termo da entalpia, equação (3.44).

$$\left(\frac{\partial h}{\partial P} \right)_T = V - T \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_P \quad (3.44)$$

Ao substituir a equação (3.44), directamente, na equação (3.38) obtém-se uma expressão, generalizada, que caracteriza a variação da energia total do fluido num qualquer processo. Desta forma encontra-se a expressão geral para a variação de entalpia num fluido, expressão (3.45).

$$dh = c_p dT + \left[V - T \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_P \right] dP \quad (3.45)$$

Finalmente, será introduzida a equação de estado por forma a simplificar a expressão (3.45). Esta será introduzida, novamente, segundo a forma apresentada na expressão (3.46), no sentido de substituir o volume, no segundo termo.

$$V = \frac{nRT}{P} \quad (3.46)$$

Com esta introdução, será agora, possível desenvolver a derivada parcial do volume em ordem à temperatura, a pressão constante.

$$\left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_P \Rightarrow \left(\frac{\partial \frac{nRT}{P}}{\partial T}\right)_P \Rightarrow \underbrace{\frac{nR}{P}}_{=C^{te}} \overbrace{\left(\frac{\partial T}{\partial T}\right)_P}^{=1} \quad (3.47)$$

Por fim substituindo as expressões (3.46) e (3.47), novamente, na expressão (3.45) é possível simplificar bastante a expressão, como exposto na equação (3.48b).

$$dh = c_p dT + \underbrace{\left[\frac{nRT}{P} - T \frac{nR}{P} \left(\frac{\partial T}{\partial T}\right)\right]}_{=0} dP \Leftrightarrow \quad (3.48a)$$

$$\Leftrightarrow dh = c_p dT \quad (3.48b)$$

Uma vez que o segundo termo se anula, devido ao facto de a derivada parcial da temperatura em função de si mesma ser igual à unidade, toda a expressão para o termo da energia total do fluido fica resumida à variação da temperatura. A anulação deste termo vem corroborar a não contabilização de mudanças de estado e escoamento bifásico, com a introdução da equação dos gases perfeitos, uma vez que o termo responsável por essa contabilização acaba de ser anulado na expressão (3.48a), termo de Clapeyron (Çengel e Boles, 2014).

3.2.6 Expressão Simplificada

Uma vez que todos os termos se encontram decompostos, e que todas as condições do processo se encontram simplificadas, é possível proceder à simplificação da expressão (3.18), em função apenas de condições conhecidas do processo.

Em primeiro lugar será feita a substituição, directa, das expressões (3.27), (3.33) e (3.48b), na expressão (3.18).

$$\omega \left(\frac{dU}{d\theta}\right) = \overbrace{\dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_{out} h_{out}}^{\dot{m} dh = \dot{m} c_p dT} + \overbrace{\dot{Q}}^{\dot{m} c_p dT} - \omega P \left(\frac{dV}{d\theta}\right) \quad (3.49a)$$

$$= 2\dot{m} c_p dT - \omega P \left(\frac{dV}{d\theta}\right) \quad (3.49b)$$

A partir da expressão (3.49b), desenvolve-se o fluxo mássico da máquina ao aplicar a equação (3.35), de modo a decompor todo o primeiro termo desta nova expressão generalizada.

$$\omega \left(\frac{dU}{d\theta} \right) = 2 \overbrace{\dot{m}}^{\dot{m} = \frac{mzN}{60}} c_p dT - \omega P \left(\frac{dV}{d\theta} \right) \quad (3.50a)$$

$$= \frac{2mzNc_p dT}{60} - \omega P \left(\frac{dV}{d\theta} \right) \quad (3.50b)$$

Em seguida, ao aplicar as expressões (3.31) e (3.32), na expressão (3.50b) é possível expandir o segundo termo da expressão de modo a obter apenas uma expressão em função de variáveis simples.

$$\omega \left(\frac{dU}{d\theta} \right) = \frac{2mzNc_p dT}{60} - \omega \overbrace{\frac{nRT(\theta)}{V(\theta)}}^P \overbrace{\left(\frac{dV}{d\theta} \right)}^{\frac{V_{out} - V_{in}}{\theta_w}} \quad (3.51a)$$

$$= \frac{2mzNc_p dT}{60} - \omega \frac{nRT(\theta)}{V(\theta)} \left(\frac{V_{out} - V_{in}}{\theta_w} \right) \quad (3.51b)$$

A expressão (3.51b) deve ser, ainda, uniformizada, ao converter as velocidades de rotação para o mesmo formato. Adoptar-se-á a velocidade de rotação correspondente ao Sistema Internacional, pelo que a velocidade de rotação N , em rpm, será convertida para ω , em rad s^{-1} , através da expressão (3.52)

$$\omega = N \frac{2\pi}{60} \Leftrightarrow \quad (3.52a)$$

$$\Leftrightarrow N = \omega \frac{60}{2\pi} \quad (3.52b)$$

Desta forma, por substituição directa da expressão (3.52b) na expressão (3.51b), e evidenciando a velocidade de rotação, do rotor considerado, é obtida a expressão (3.53d), final, para a potência do expansor.

$$\omega \left(\frac{dU}{d\theta} \right) = \frac{2mz \overbrace{N}^{N = \omega \frac{60}{2\pi}} c_p dT}{60} - \omega \frac{nRT(\theta)}{V(\theta)} \left(\frac{V_{out} - V_{in}}{\theta_w} \right) \quad (3.53a)$$

$$= \frac{2mz\omega \cancel{60} c_p dT}{\cancel{2\pi} \cancel{60}} - \omega \frac{nRT(\theta)}{V(\theta)} \left(\frac{V_{out} - V_{in}}{\theta_w} \right) \quad (3.53b)$$

$$= \omega \frac{mzc_p dT}{\pi} - \omega \frac{nRT(\theta)}{V(\theta)} \left(\frac{V_{out} - V_{in}}{\theta_w} \right) \quad (3.53c)$$

$$= \omega \left[\frac{mzc_p dT}{\pi} - \frac{nRT(\theta)}{V(\theta)} \left(\frac{V_{out} - V_{in}}{\theta_w} \right) \right] \quad (3.53d)$$

Esta expressão descreve, assim, a potência debitada pela máquina, função de características da máquina, como a número de lóbulos de rotor considerado, z , bem como a sua capacidade mássica, m , e a velocidade de rotação do rotor, considerado, ω , condições à entrada e saída do expansor, como a pressão, $P_{in,out}$, e a temperatura, $T_{in,out}$, e características do gás natural, como o seu calor específico, c_p , e número molar, n .

3.3 Metodologia de Resolução

3.3.1 Expressões Auxiliares

Uma vez desenvolvida a expressão (3.53d), será, ainda, necessário calcular algumas propriedades de modo a que esta possa ser aplicada.

Destas expressões auxiliares constam o cálculo da temperatura do fluido à saída da máquina, cálculo do volume do fluido à entrada e saída da máquina e cálculo da massa contida em cada lóbulo da máquina.

Cálculo da Temperatura à Saída do Expansor e Volumes do Gás Natural

De modo a possibilitar o cálculo da temperatura instantânea, durante o processo, bem como o volume do gás natural à entrada e saída do expansor, será necessário encontrar a temperatura do gás à saída da máquina.

Para este cálculo considera-se a situação de expansão ideal, representada pelo processo isentrópico desenhado na figura 2.6, uma vez que não se considera a existência de fugas durante o processo¹ e se desprezam efeitos de geração de atrito nas superfícies dos rotores e carcaça da máquina.

Desta forma é utilizada a expressão (3.54), proveniente da relação entre as pressões e temperaturas de dois estados diferentes, num processo adiabático reversível.

$$T_{out} = T_{in} \left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.54)$$

Uma vez calculada a temperatura do gás, à saída da máquina, será possível calcular ambos os volumes à entrada e à saída da mesma a partir da equação dos gases perfeitos, expressa na forma da expressão (3.46).

$$V = \frac{nRT}{P} \quad (3.46 \text{ revista})$$

Desta forma torna-se possível calcular a temperatura instantânea, equação (3.28c), o volume instantâneo, no interior do lóbulo, equação (3.26), e da taxa de variação do mesmo, com a posição angular do rotor, equação (3.32).

¹A existência de fugas, entre lóbulos consecutivos, provoca um efeito de laminagem no fluido, devido à pequena dimensão das folgas presentes na máquina, sendo esta responsável pela deterioração da energia contida na porção de gás, através da geração, pura, de atrito.

Cálculo da Capacidade Mássica de Cada Lóbulo

A massa de fluido contida em cada lóbulo, do rotor considerado, poderá ser calculada a partir do caudal volúmico, nominal, expectável para a aplicação.

Este cálculo passa, inevitavelmente, pela aplicação da expressão (3.35), contudo, e uma vez que, expectavelmente, neste tipo de aplicações o caudal tende a ser apresentado como um caudal volúmico, será utilizada a expressão (3.55), considerada, também, por Stosic et al. (2005).

$$\dot{V}_x = \frac{\dot{m}}{\rho_x} \quad (3.55)$$

Sendo que nesta expressão, o índice x indica que a massa específica do gás, considerada, terá de corresponder às propriedades do fluido, no ponto em que este caudal é medido.

Por fim, considerando a medição do caudal volúmico proveniente do gasoduto, índice 0, e conjugando as expressões (3.35) e (3.55), pode obter-se a expressão (3.56), que expressa a capacidade de cada lóbulo do rotor considerado.

$$\begin{cases} \dot{m} = \frac{mzN}{60} \\ \dot{V}_0 = \frac{\dot{m}}{\rho_0} \end{cases} \Rightarrow m = \dot{V}_0 \rho_0 \frac{60}{zN} \quad (3.56)$$

A expressão (3.56) não verá a sua velocidade de rotação convertida para unidades do Sistema Internacional, uma vez que se trata de uma expressão auxiliar e que a velocidade dos rotores será dada em rpm em todas as aplicações práticas de engenharia.

Por sua vez, é ainda possível calcular o número de moles contido no interior de cada lóbulo do expansor, através da sua definição (3.57).

$$n = \frac{m}{M_w} \quad (3.57)$$

Com o cálculo da capacidade mássica dos lóbulos, do rotor considerado, ficam apresentadas todas as expressões necessárias para calcular a energia retirada ao fluido, pela máquina, segundo o modelo desenvolvido.

3.3.2 Metodologia de Cálculo

Dada a expressão (3.53d), é possível calcular a potência extraída, pela máquina, ao processo de expansão.

Uma vez que foi obtida uma expressão, função da posição angular do rotor, da máquina, devido a propriedades pontuais como a temperatura, $T(\theta)$, e o volume, $V(\theta)$, recorrer-se-á ao cálculo do valor médio da expressão obtida, por forma a obter o valor da potência extraída do processo.

Desta forma, a expressão (3.53d) será integrada em ordem à posição angular do rotor considerado, $\theta \in [0; \theta_w]$ rad, onde os limites de integração corresponderam às posições angulares do rotor entre as quais o processo de expansão ocorre. Pela definição matemática de valor médio de uma função, este integral será ainda dividido pela diferença entre os limites de integração. Uma vez que é considerado um regime constante de funcionamento, a velocidade angular da máquina é invariável, desta forma sendo colocada fora do integral, resultando a expressão (3.58).

$$\dot{W}_{exp.} = \omega \frac{\int_0^{\theta_w} \frac{mz c_p dT}{\pi} - \frac{nRT(\theta)}{V(\theta)} \left(\frac{V_{out} - V_{in}}{\theta_w} \right) d\theta}{\theta_w} \quad (3.58)$$

Desta forma calcula-se a potência extraída do processo de expansão, conforme o regime de funcionamento considerado.

Avaliando dimensionalmente a expressão (3.58), pode concluir-se que, na verdade, a função integrada representa o perfil de energia libertada, pelo gás, em função da posição angular do rotor.

O valor médio da energia libertada numa revolução completa pode ser assim definido pela expressão (3.59).

$$e_{rev.} = \frac{\int_0^{\theta_w} \frac{mz c_p dT}{\pi} - \frac{nRT(\theta)}{V(\theta)} \left(\frac{V_{out} - V_{in}}{\theta_w} \right) d\theta}{\theta_w} \quad (3.59)$$

A expressão (3.59), representa a energia específica, no sentido em que se trata de uma unidade de energia por revolução, dos rotores da máquina, podendo caracterizá-la relativamente a máquinas semelhantes para fins da mesma aplicação.

3.4 Introdução de Rendimentos

No que toca ao modelo será importante ter presentes dois rendimentos, no que diz respeito ao processo e simplificações assumidas, sendo estes o rendimento volumétrico e o rendimento isentrópico.

Estes rendimentos permitem ter em consideração perdas relativas às fugas internas nos lóbulos da máquina e à geração de entropia inerente à existência de atritos e estrangulamentos do fluido nos caminhos de fuga, que deterioram a qualidade da energia disponível.

3.4.1 Cálculo do Rendimento Volumétrico

O rendimento volumétrico é responsável por considerar as fugas do fluido, através dos caminhos de fuga da máquina, causadas pelas diferenças de pressão em lóbulos consecutivos, causando uma tendência ao fluido de escoar através das folgas da máquina, do lóbulo de maior pressão para o lóbulo a jusante (de menor pressão).

Segundo Stosic et al. (2005), pode representar-se o rendimento volumétrico da máquina pelo quociente entre o caudal mássico que atravessa a máquina e o caudal mássico teórico, que atravessaria a máquina, expressão (3.60)

$$\eta_V = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_t} \quad (3.60)$$

Onde o caudal mássico que atravessa a máquina, \dot{m} , corresponde ao caudal calculado através da expressão (3.35), e o caudal mássico teórico, \dot{m}_t , é expresso através da expressão (3.61), de acordo com Stosic et al. (2005).

$$\dot{m}_t = \frac{(F_{1_n} + F_{2_n})LNz\rho}{60} \quad (3.61)$$

Onde F_{1_n} e F_{2_n} representam as áreas das secções transversais dos lóbulos dos rotores macho e fêmea, respectivamente, L , o comprimento dos rotores, N , a velocidade de rotação do rotor considerado, em rpm, z , o número de lóbulos do mesmo rotor, e ρ a massa específica no fluido.

Este rendimento pode ser simplificado ao substituir ambas as expressões (3.35) e (3.61), na equação (3.60), uma vez que existem variáveis comuns a ambas as expressões das massas que se anulam mutuamente.

$$\eta_V = \frac{\frac{mzN}{60}}{\frac{(F_{1_n} + F_{2_n})LNz\rho}{60}} \quad (3.62a)$$

$$= \frac{m}{(F_{1_n} + F_{2_n})L\rho} \quad (3.62b)$$

Apesar de simplificada, a expressão (3.62), apresenta, ainda, variáveis desconhecidas, no âmbito do presente trabalho. Uma vez que o modelo desenvolvido se trata de um estudo preliminar, para a aplicação de expansores de parafuso, não são conhecidos quaisquer tipos de dados relativamente à geometria da máquina, nomeadamente as áreas das secções transversais dos lóbulos de cada rotor e o seu comprimento, F_{1_n} e F_{2_n} , e L , respectivamente.

Contudo, é fácil de atentar que o produto dado por $(F_{1_n} + F_{2_n})L$, se refere a um volume. Este volume, representado pela soma das duas áreas transversais ao escoamento, de cada rotor, multiplicadas pelo seu comprimento total, refere-se, por conseguinte, ao volume máximo conhecido da câmara de expansão da máquina, como é, também, referido por Stosic et al. (2005). Desta forma, os dados referentes à geometria da máquina podem ser igualados ao volume final de expansão, V_{out} , conhecido do modelo desenvolvido, expressão (3.63).

$$(F_{1_n} + F_{2_n})L = V_{out} \quad (3.63)$$

Ao substituir esta igualdade, do volume final da câmara de expansão, na expressão (3.62), obtém-se uma expressão, simplificada, para descrever o rendimento volumétrico da máquina, durante o processo de expansão, (3.64).

$$\eta_V = \frac{m}{V_{out}\rho} \quad (3.64)$$

De modo a aplicar este rendimento, posteriormente, ao modelo, ter-se-á em conta a forma de cálculo da massa específica do fluido.

Uma vez que o modelo desenvolvido contempla o cálculo dos principais perfis das propriedades do fluido, ao longo da posição angular dos rotores, também o perfil da massa específica, ao longo do processo de expansão, é indirectamente calculado. Desta forma, pode calcular-se o perfil da massa específica do fluido, ao longo da posição angular dos rotores, recorrendo a uma ligeira manipulação da equação de estado (3.25), como apresentado pela expressão (3.65).

$$\rho(\theta) = \frac{P(\theta)}{rT(\theta)} \quad (3.65)$$

Consequentemente, o rendimento obtido corresponderá a um perfil de rendimento em função da posição angular dos rotores, durante o processo, $\eta_V(\theta)$, procurando-se, também corresponder à realidade, uma vez que será a pressão interior dos lóbulos, e o diferencial de pressão entre estes, que implicará um perfil de rendimento volumétrico ao longo de todo o processo, ao invés de um rendimento constante ao longo do mesmo.

Finalmente a aplicação deste rendimento afectará, directamente a massa contida no interior dos lóbulos, ao longo do processo, uma vez que será esta a responsável pelo rendimento volumétrico. Incluindo, assim, este rendimento na expressão (3.53d), obtém-se uma nova expressão capaz de caracterizar o processo de expansão, (3.66).

$$\omega \left(\frac{dU}{d\theta} \right) = \omega \left[\frac{\eta_V(\theta) m z c_p dT}{\pi} - \frac{nRT(\theta)}{V(\theta)} \left(\frac{V_{out} - V_{in}}{\theta_w} \right) \right] \quad (3.66)$$

Desta forma, aplicando o rendimento volumétrico, são consideradas as fugas que ocorrem durante a expansão do gás natural.

3.4.2 Cálculo do Rendimento Isentrópico

O rendimento isentrópico é responsável por considerar as perdas energéticas devidas à geração de entropia, relacionadas com atritos internos, nos componentes da máquina, transferências de calor, e estrangulamentos do fluido nos caminhos de fuga, dos lóbulos.

Esta perdas são denominadas por irreversibilidades, e ocorrem em todos os processos termodinâmicos reais. Desta forma, a energia disponível é degradada através da geração de entropia, tal como representado pela figura 3.5.

Num processo ideal, representado a traço contínuo na figura 3.5, a evolução ocorre sem irreversibilidades (sem o aumento de entropia). Desta forma o fluido atinge o ponto ideal, 2', onde atinge a entalpia mínima atingível, $h_{2'}$, para a expansão realizada, onde a energia retirada pelo processo é máxima, ou seja a diferença entálpica $h_1 - h_{2'}$ produz a maior libertação energética possível durante o processo.

Por outro lado, num processo real, representado a traço interrompido na figura 3.5, a evolução dá-se no sentido de atingir o ponto, de saída, 2, que devido às irreversibilidades intersecta a curva isobárica do estado de saída da máquina, num

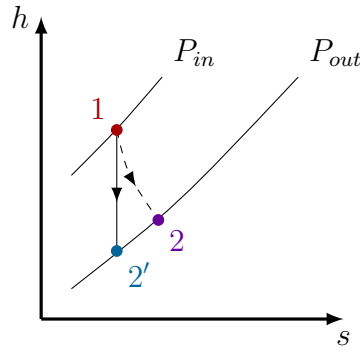


Figura 3.5 Diagrama h - s , para o processo real (traço interrompido) e isentrópico (traço contínuo), ou real, de expansão

ponto de maior entropia. Este ponto de maior entropia, como facilmente se verifica na figura 3.5, atinge a pressão de saída com um valor de entalpia, h_2 , mais elevado que o da entalpia ideal, $h_{2'}$, devido à degradação da energia do fluido, por parte da geração de entropia causada pelas irreversibilidades do processo. Desta forma a energia libertada pelo fluido, devido à diferença entálpica $h_1 - h_2$, real, verifica-se menor.

A expressão para o rendimento isentrópico é, então, facilmente encontrada, relacionando a energia libertada pelo processo real, sobre a energia libertada pelo processo ideal (Çengel e Boles, 2014), equação (3.67).

$$\eta_T = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2'}} \quad (3.67)$$

Por sua vez, e uma vez que a entalpia é uma propriedades de difícil medição, é possível, segundo as considerações realizadas no modelo desenvolvido, simplificar a expressão apresentada para o rendimento isentrópico.

Uma vez que se considera o gás como perfeito, durante todo o processo, e tal como anteriormente deduzido, na secção 3.2.5 Termo Energético, a diferença entálpica pode ser obtida através da expressão (3.48b).

$$dh = c_p dT \quad (3.48b \text{ revista})$$

Assim, ao substituir a igualdade (3.48b), na expressão (3.67), considerando um calor específico do fluido médio, é obtida a expressão (3.68), para o cálculo do rendimento adiabático.

$$\eta_T = \frac{T_{in} - T_{out}}{T_{in} - T_{out'}} \quad (3.68)$$

Quanto à sua aplicação, este rendimento pressupõe um conhecimento prévio do seu valor, ou da temperatura real à saída do processo, de modo a calcular ou a temperatura de saída, real, ou o rendimento isentrópico, respectivamente. Esta

aplicação será explicitada no próximo capítulo, quando a sua introdução no modelo for alvo de avaliação e comentários.

Capítulo 4

Aplicação do Modelo, Interpretação e Discussão de Resultados

4.1 Caso de Estudo

De modo a aplicar o modelo desenvolvido, no capítulo anterior, será necessário um caso real de aplicação de uma máquina do tipo parafuso como expensor, num PRM de gás natural.

Neste sentido, existe um caso, disponível em bibliografia, no qual o modelo irá ser aplicado. Esta aplicação é sumariamente descrita por Diao et al. (2018), que se propôs a analisar e dimensionar o expensor do tipo parafuso utilizado no PRM, relativamente aos esforços aplicados nos rotores, bem como os seus rolamentos e as frequências naturais do conjunto, relativamente ao movimento dinâmico da máquina, em condições nominais de funcionamento.



(a) Expensor do tipo parafuso



(b) Tanque de óleo lubrificante

Figura 4.1 Instalação do expensor no PRM (Diao et al., 2018)

A aplicação referida consiste na aplicação de um expensor do tipo parafuso num PRM na China, figura 4.1, cuja localização não é revelada.

Segundo Diao et al., o sistema convencional, de redução de pressão, é substituído pelo expansor, acoplado a um gerador, numa de duas linhas existentes no PRM. À entrada do expansor, o gás é pré-aquecido e posteriormente filtrado, antes de entrar no expansor, sendo que as condições de pressão e caudal à entrada são ditadas pela rede de gás a montante. Por sua vez a pressão de saída do gás é ditada de acordo com o caudal requisitado pela rede de consumo.

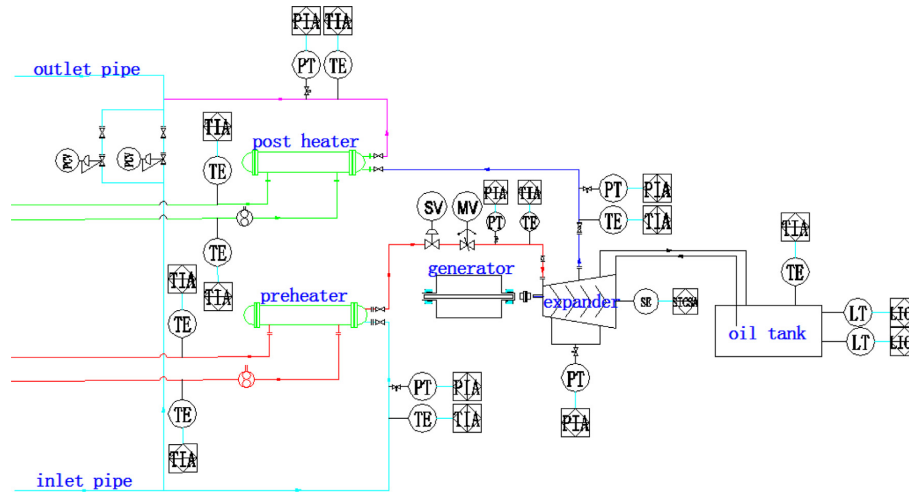


Figura 4.2 Diagrama da instalação do expansor do tipo parafuso no PRM (Diao et al., 2018)

Os autores revelam, ainda, o diagrama da linha do PRM onde foi instalado o expansor, figura 4.2. Nesta, pode verificar-se a existência de permutadores de calor, tanto à entrada, como à saída do expansor, responsáveis por suplantarem as necessidades de aquecimento do gás natural, para distribuição, bem como um tanque de óleo lubrificante, que suporta as necessidades de lubrificação dos componentes da máquina.

Tabela 4.1 Valores nominais das condições de funcionamento do expansor, adaptado de Diao et al. (2018)

Parâmetro/Componente		Dados
Caudal Volúmico	m ³ /h (N)	10 000
Pressão de Entrada	MPa (G)	0,78
Temperatura de Entrada	°C	50
Pressão de Saída	MPa (G)	0,35
Velocidade Angular	rpm	1500
Potência Gerada	kW	150
Tipo de Vedação	n/a	Mecânica
Tipo de Rolamentos	n/a	Esferas

Acerca do regime de funcionamento da máquina e das suas condições, os autores afirmam que as condições da linha não se alteram, em relação à linha convencional, e que apesar da potência extraída pelo expansor variar de acordo com caudais e pressões à entrada, a frequência de geração mantém-se relativamente constante e de acordo com a frequência da rede, f , correspondente a $50 \pm 0,5$ Hz. Os restantes

dados encontram-se sumarizados na tabela 4.1, à semelhança da exposição feita pelos autores referidos.

Desta forma, a aplicação do modelo desenvolvido será realizada em função dos dados sumarizados na tabela 4.1, bem como a composição do gás natural expandido (Apêndice A).

O resultado pretendido do modelo será a potência eléctrica gerada, pelo conjunto expansor-gerador, de 150 kW (Tabela 4.1), como referido por Diao et al. (2018), no seu trabalho.

4.2 Resultados Obtidos do Modelo Desenvolvido

Após a aplicação do modelo desenvolvido no capítulo 3, apresentada em anexo (Apêndice B), é, então, possível passar à apresentação dos resultados obtidos.

Uma vez que são necessários dados capazes de caracterizar um processo onde se dê a expansão de gás natural, o modelo será aplicado ao caso de estudo apresentado na secção 4.1, sendo que todos os perfis e resultados obtidos corresponderão às condições do mesmo.

Os dados da instalação, utilizados, podem encontrar-se na tabela 4.1, ao passo que todos os dados e cálculos efectuados relativamente às propriedades do gás, podem ser encontrados em anexo (Apêndice A). Relativamente ao número de lóbulos do rotor considerado¹, z , foi assumido um número de 4 lóbulos, uma vez que os pares 4/6 e 5/6 são frequentemente encontrados em bibliografia, sendo considerados os mais comuns. O outro valor assumido foi o do ângulo de abraçamento, θ_w , cujo valor assumido foi de uma rotação completa (2π), pois representando uma rotação completa considera-se um valor 'neutro' como ponto de partida.

4.2.1 Perfis Obtidos

Em primeiro lugar serão apresentados os perfis obtidos para várias propriedades pontuais, bem como para a energia e potência retiradas do processo. Isto por forma a discutir um pouco os perfis traçados e a sua coerência com o expectável, de modo a poder retirar conclusões correctas relativamente aos valores obtidos da aplicação do modelo.

Os primeiros perfis a serem apresentados serão os perfis de volume, figura 4.3, e temperatura interior dos lóbulos da máquina, figura 4.4, obtidos a partir do modelo. Contudo, quanto a estes perfis muito pouco existe para comentar, uma vez que ambos se apresentam como evoluções lineares, ao longo do processo, consequência do desenvolvimento do modelo, onde se assumem ambas estas evoluções lineares, tanto directamente, como no caso do volume, tanto como consequência da análise térmica, realizada, no caso da temperatura.

Quanto ao perfil de pressões presente no interior da máquina, figura 4.5, pode verificar-se um perfil não linear que evolui de acordo com a expansão do gás, no

¹Rotor macho, uma vez que a velocidade de rotação fornecida é implicitamente dada como a do gerador, devido à correspondência com a frequência da rede, f .

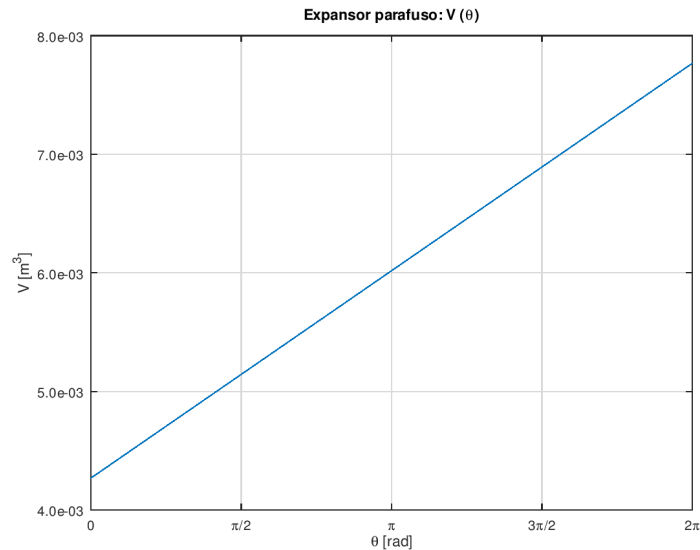


Figura 4.3 Perfil obtido para o volume interno dos lóbulos, em função da posição angular dos rotores

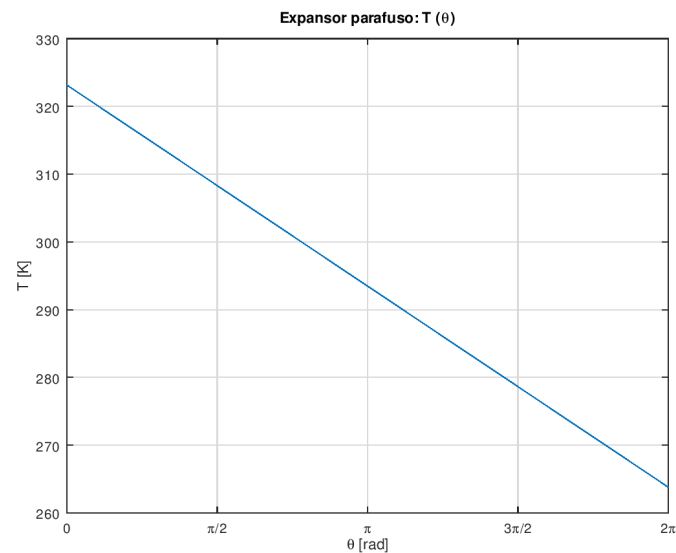


Figura 4.4 Perfil obtido para a temperatura no interior dos lóbulos, em função da posição angular dos rotores

interior dos lóbulos da máquina. O perfil obtido é semelhante a outros perfis de pressão em aplicações de expansão, contudo é impossível concluir acerca da reprodutibilidade do modelo, quanto à correspondência entre o perfil obtido e um perfil proveniente de um processo real.

Desta forma, de modo a completar a avaliação da evolução da pressão no interior de cada lóbulo, por rotação, recorre-se à curva P-V, figura 4.6, desenhada para o interior de cada lóbulo, por cada rotação completa dos rotores da máquina.

Esta curva, por sua vez, tem um significado muito mais expressivo ao representar o

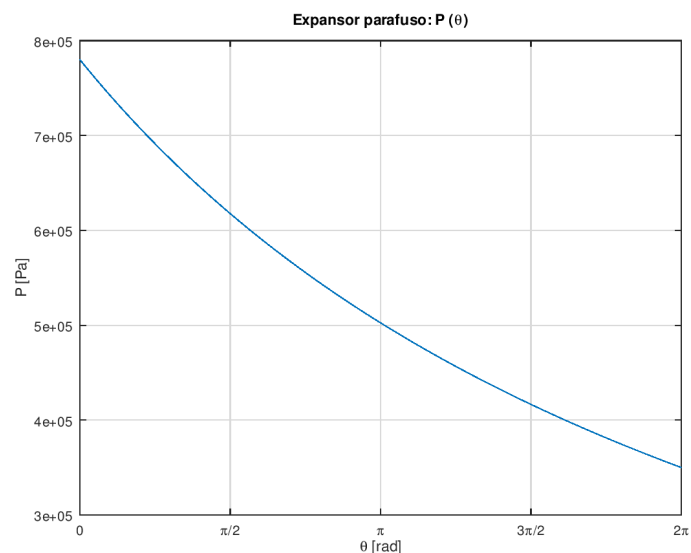


Figura 4.5 Perfil obtido para a pressão no interior dos lóbulos, em função da posição angular dos rotores

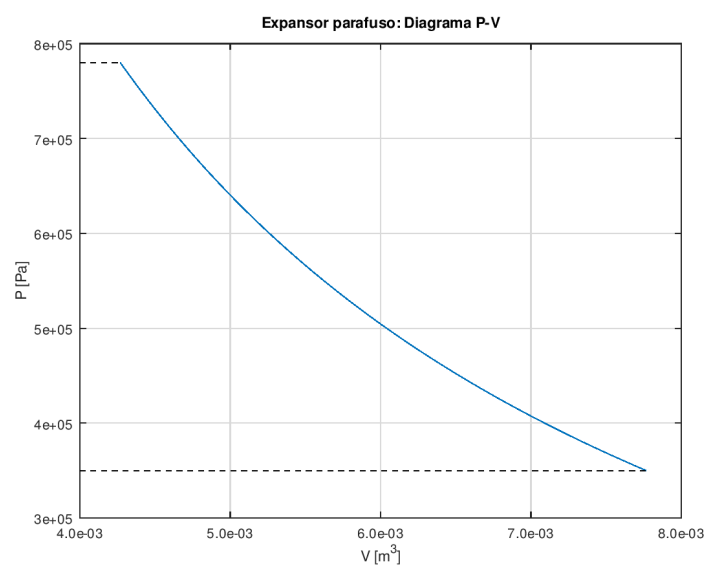


Figura 4.6 Diagrama P-V de cada lóbulo, por rotação

diagrama de pressões que cada lóbulo apresenta, ao longo de uma rotação completa do rotor. Torna-se especialmente interessante por corresponder a outros diagramas P-V traçados para qualquer máquina volumétrica. O melhor exemplo que pode ser dado será o do motor alternativo, uma vez que todas as suas curvas são bem conhecidas. Apesar de o exemplo dado corresponder a uma máquina alternativa, e não a uma máquina contínua, como é o caso do expansor em estudo, estas curvas podem ser muito bem comparadas, uma vez que este processo se repete para cada lóbulo, à semelhança da câmara de combustão do motor, a cada ciclo.

À semelhança da curva obtida para o perfil de pressões, no interior do lóbulo, o perfil da massa específica do gás, figura 4.7, ao longo do processo, apresenta-se como uma

evolução coerente com o processo de expansão, cuja massa específica do gás diminui com o avançar da posição angular dos rotores.

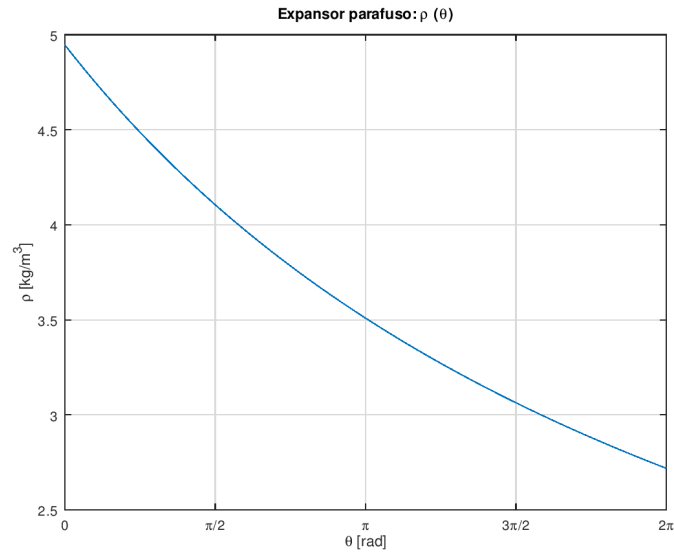


Figura 4.7 Perfil obtido para a massa específica no interior dos lóbulos, em função da posição angular dos rotores

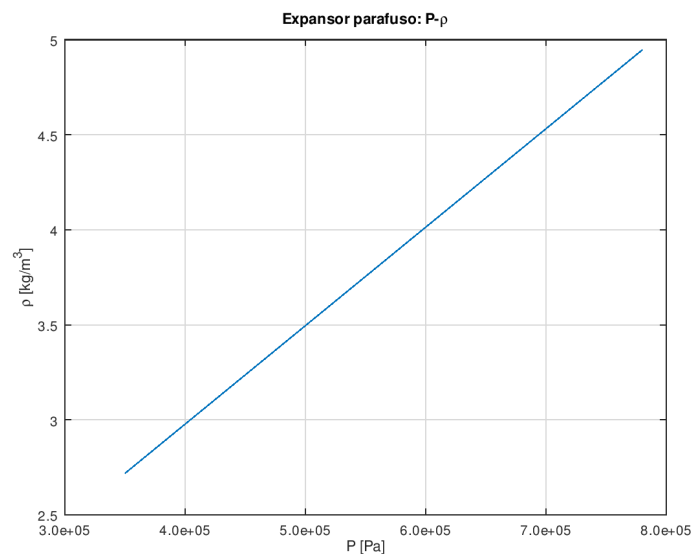


Figura 4.8 Curva P-ρ obtida para o processo, em cada lóbulo

No entanto, a coerência deste perfil pode ser verificada, de novo, recorrendo a uma curva auxiliar. Uma vez que se considerou que o gás tinha um comportamento ideal ao longo de todo o processo, pode recorrer-se à curva P-ρ, figura 4.8, que neste caso específico corresponderá a uma recta, como se pode verificar.

Até ao momento, os resultados apresentados não aparentam conter nenhuma incoerência relativamente às assumpções feitas no desenvolvimento do modelo, nem com

o que seria de esperar, em termos de curvas, para um processo de expansão, ou do ponto de vista físico/termodinâmico. Desta forma vê-se, assim, caracterizado o processo, e a máquina, no que toca ao processo de expansão.

Contudo, falta ainda apresentar os perfis de energia libertada e potência retirada do processo. Estes serão, por sua vez, os perfis desejados do ponto de vista do aproveitamento energético do processo.

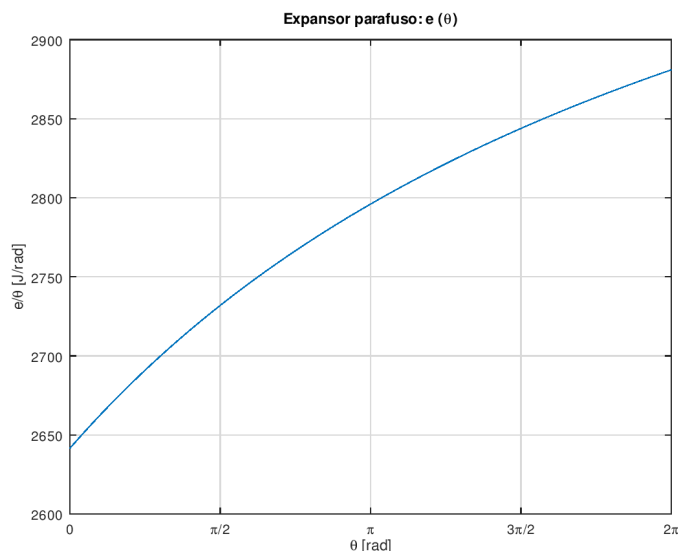


Figura 4.9 Perfil obtido para a energia extraída do processo, em função da posição angular dos rotores

O perfil de energia libertada, em função da posição angular dos rotores, figura 4.9, apresenta a evolução do termo entre parênteses rectos da expressão (3.53d).

Desta curva existem duas explicações a dar, sendo elas o facto de o início da curva não se dar na origem (0), e a sua evolução com a posição angular.

Em primeiro lugar, o início da curva, tem que ver com o facto de não se considerarem as fases de admissão ou descarga, que decorrem no início e fim do processo. Desta forma, ao não considerar a fase de admissão, apenas é considerado o troço da curva em que os rotores se encontram em rotação, em regime estacionário, tendo sido, já, vencida a inércia dos rotores, à custa de energia.

Relativamente à evolução da curva, esta encontra-se de acordo com o que seria de esperar do processo. Ao longo da curva, o declive de cada troço vai diminuindo. Este comportamento tem que ver com o facto de à medida que a expansão ocorre, o potencial energético do lóbulo diminui, uma vez que a sua pressão se aproxima do estado final, deste modo sendo retirada cada vez menos energia à medida que os rotores completam a sua revolução.

O perfil de potência, apresentado na figura 4.10, foi traçado segundo a expressão (3.58), cuja variação depende, exclusivamente, da variação da velocidade angular considerada para a máquina, que multiplica pelo valor médio de energia libertada a cada rotação realizada.

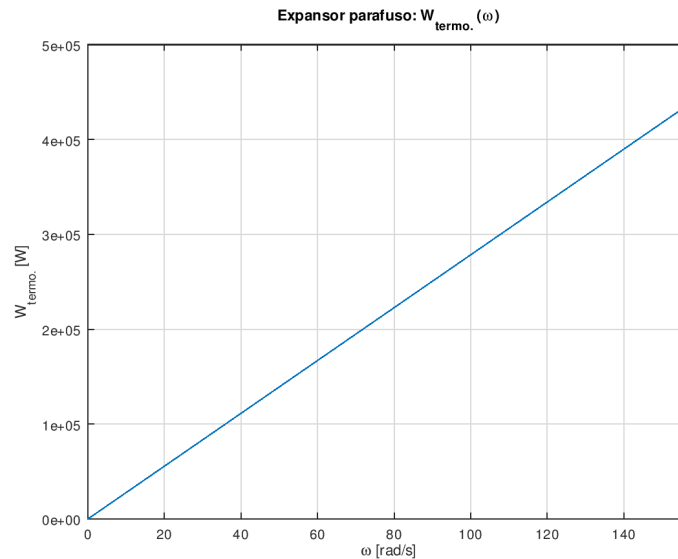


Figura 4.10 Perfil obtido para a potência extraída pelo expansor

A gama de velocidades angulares considerada será de $\omega \in [0; 157,08]$ rad s⁻¹, onde se avaliará o perfil de potência desde a máquina parada até ao valor típico de 157,08 rad s⁻¹ (1500 rpm), correspondente à frequência da rede eléctrica europeia (50 Hz).

Como seria de prever, uma vez que se trata da multiplicação de uma gama de velocidades angulares, pelo valor médio de energia libertada por rotação completa dos rotores da máquina, a evolução obtida é linear. Esta linearidade implica, pela expressão (3.35), que também o caudal mássico que atravessa a máquina tem uma relação linear com a potência extraída do processo, como seria de esperar.

4.2.2 Propriedades Obtidas

Após a apresentação e análise dos perfis obtidos, será, também, relevante apresentar alguns dados calculados pelo modelo. Estes dados encontram-se sumarizados na tabela 4.2, e correspondem às propriedades apresentadas nas secções 3.3.1 Expressões Auxiliares e 3.3.2 Metodologia de Cálculo.

Tabela 4.2 Resultados obtidos para as condições do caso de estudo

Propriedade	Resultado
m kg	$2,11 \times 10^{-2}$
V_{in} m ³	$4,27 \times 10^{-3}$
T_{out} K (°C)	263,81 (-9,34)
V_{out} m ³	$7,77 \times 10^{-3}$
$e_{rev.}$ J/revolução	2 784,82
$\dot{W}_{exp.}$ kW	437,44

Quanto aos resultados apresentados verifica-se que se podem retirar, do modelo, propriedades importantes para uma pré-escolha, ou pré-geração de um perfil. Quanto

à capacidade dos lóbulos da máquina, esta pode sugerir, eventualmente, o tamanho da máquina a construir, como diâmetros a aplicar ou comprimento dos rotores. Contudo os resultados mais flagrantes encontram-se nos volumes iniciais e finais do processo/lóbulos, uma vez que a partir destes valores se pode calcular a relação volumétrica da máquina, ou *Built-In Volume Ratio* (BIVR), como é correntemente encontrado na bibliografia, equação (4.1).

$$\text{BIVR} = \frac{V_{out}}{V_{in}} \quad (4.1)$$

Segundo Read et al. (2016), Fleming et al. (1998a), Stosic et al. (2011b) e Rane (2015), o BIVR, da máquina, revela-se como um factor importante na geração da geometria da mesma, uma vez que determina o posicionamento e geometria da abertura de descarga, sendo, também, desta forma, um parâmetro importante na optimização dos perfis dos rotores. Além desta influência, este parâmetro será, ainda, responsável por relacionar a velocidade de rotação, dos rotores, com o caudal que atravessa a máquina.

O BIVR obtido, para os valores dos volumes inicial (de admissão) e final (de descarga) obtidos, é $\approx 1,8$, respeitando os limites máximos de 4,5 e 5, referidos por Read et al. (2016) e Rane (2015), respectivamente, bem como igualando, ainda, BIVR de um perfil gerado por Rane (2015).

Por fim, quanto a estes valores, tanto o valor do BIVR, como dos volumes obtidos e da capacidade dos lóbulos, não é encontrada qualquer incoerência ou valores incomportáveis com a física do problema.

É, também calculada a temperatura, ideal, à saída do expansor. Apesar de ser uma temperatura ideal, o valor obtido, de $-9,34$ °C, o que corresponde à elevada queda de temperaturas esperada, durante o processo, como referido em 2.2.2 Principio de Funcionamento. Corroborando o comportamento da evolução descrita pelo modelo.

Por fim são obtidas a energia libertada a cada rotação dos rotores, bem como a potência retirada do processo de expansão. Contudo será de extrema importância referir que estes valores ainda não podem ser comparados com a potência medida na instalação em estudo, uma vez que, como referido anteriormente, Diao et al. (2018) retiram uma potência final, à saída do gerador. Por oposição à potência calculada, através modelo desenvolvido, que resulta da potência extraída, pelo expansor, a partir de um processo termodinâmico ideal, ou reversível. Desta forma, existindo uma série de rendimentos, tanto da máquina, como do gerador a ser aplicados à potência calculada, antes de uma comparação de resultados ser possível.

Esta comparação será, então, o foco das próximas secções, uma vez que a comparação das potências obtidas, visto que os resultados apresentados até ao momento não apresentam qualquer tipo de incompatibilidade com a física do problema, será o factor indicativo da possível viabilidade do modelo desenvolvido.

4.3 Análises de Sensibilidade

Após a aplicação do modelo é possível obter resultados para a expansão do gás, nas condições da instalação. Contudo, apesar da expressão (3.53d), desenvolvida, se aplicar, especificamente, a este tipo de expansor, ambos os dados referentes à geometria da máquina, z e θ_w , são assumidos de acordo com valores considerados razoáveis.

Desta forma o modelo retira valores para uma máquina, da qual não se sabe se coincide com a referida no caso de estudo. Uma vez que esta situação se prevê frequente, bem como, e especialmente no caso de o modelo ser utilizado em estudos preliminares para aplicação deste tipo de expansores, onde não se conhece a geometria da máquina, será interessante estudar a influência destas variáveis no modelo desenvolvido.

Desta forma serão realizadas análises de sensibilidade à influência do número de lóbulos, z , e do ângulo de abraçamento, θ_w , por forma a verificar a sua influência no modelo. Estas análises irão, então, consistir na variação de cada um destes parâmetros, mantendo o outro fixo no valor assumido originalmente.

4.3.1 Influência do Número de Lóbulos

A primeira tarefa a realizar será a análise directa das expressões do modelo, equação da energia e expressões auxiliares, de modo a tentar perceber como os resultados se irão desenvolver com a variação do número de lóbulos, do rotor considerado, bem como, e mais importante, das propriedades a ter em atenção nesta análise.

O número de lóbulos é introduzido no modelo, precisamente no cálculo da capacidade mássica dos mesmos, equação (3.56). Esta, por sua vez afecta, logicamente, de forma directa, o número de moles, de gás, contido no seu interior, equação (3.57), que terá influência nos volumes obtidos à entrada e saída do expansor, equação (3.46). Por fim, esta cadeia de influências termina, devido aos novos valores dos volumes inicial e final, na taxa de variação do volume interior dos lóbulos com o ângulo de rotação do rotor, equação (3.32).

Desta forma, as propriedades a vigiar com a variação do número de lóbulos são, a sua capacidade mássica, m , o número de moles contido no seu interior, n , os volumes mínimo e máximo dos lóbulos, V_1 e V_2 , respectivamente, e a taxa de variação do volume, com a rotação do rotor, $dV/d\theta$. A estas propriedades serão ainda adicionadas a energia libertada por revolução do rotor, e_{rev} , bem como a potência extraída do processo, \dot{W}_{exp} , uma vez que o seu estudo é o objectivo do presente documento, e consequentemente desta análise.

A tabela 4.3 mostra os valores obtidos para cada uma destas propriedades para os cenários em que o rotor considerado tem 4 e 6 lóbulos. Uma vez que qualquer que seja o valor considerado de lóbulos o sentido da variação das propriedades apresentadas na tabela 4.3 será o mesmo, respectivamente para o aumento ou diminuição do seu número, os cenários apresentados, na mesma tabela, servem, então para analisar o efeito desta variação no modelo.

Tabela 4.3 Propriedades afectadas pela variação do número de lóbulos

Propriedade		4 lóbulos	6 lóbulos
m	kg	$2,11 \times 10^{-2}$	$1,41 \times 10^{-2}$
n	mol	1,24	$8,26 \times 10^{-1}$
V_1	m^3	$4,27 \times 10^{-3}$	$2,85 \times 10^{-3}$
V_2	m^3	$7,77 \times 10^{-3}$	$5,18 \times 10^{-3}$
$dV/d\theta$	$m^3 \text{ rad}^{-1}$	$5,57 \times 10^{-4}$	$3,71 \times 10^{-4}$
$e_{rev.}$	J/revolução	2 784,82	2 881,79
$\dot{W}_{exp.}$	kW	437,44	452,67

Da análise da tabela 4.3, constata-se que com um aumento do número de lóbulos, propriedades como a capacidade mássica, m , e conseqüentemente o número de moles de fluido contidas no seu interior, n , bem como o seu volume, V_1 e V_2 , diminuem. Estes resultados fazem sentido, uma vez que geometricamente, ao aumentar o número de lóbulos no rotor, mantendo a sua geometria, será claro que um maior número de lóbulos se traduzirá em lóbulos mais pequenos, logo com menor capacidade e volume. Quanto à importância da geometria do rotor ser mantida, esta terá que ver, acima de tudo, com a coerência física do processo. Isto é, ao aumentar o diâmetro do rotor, de modo a manter a capacidade mássica dos lóbulos, o caudal que atravessaria a máquina passaria a ser muito maior, não se tratando do mesmo processo. Por outro lado, ao aumentar o comprimento do rotor, de modo a atingir o mesmo volume à saída, V_2 , seria obtida uma pressão final muito inferior à desejada, devido à menor capacidade do lóbulo, encontrando-se, novamente, um cenário onde o processo já não seria o mesmo que o inicial.

Assim, com lóbulos de menor dimensão, torna-se intuitiva a diminuição da taxa de variação do volume com a posição angular do rotor, $dV/d\theta$, uma vez que o volume interior do lóbulo só pode evoluir, de forma absoluta, de acordo com a dimensão do mesmo. Este termo revela-se, contudo, de grande importância para a explicação da influência dos lóbulos na potência retirada pela máquina no processo. É reiterado, por Stosic et al. (2005), que o termo $P \frac{dV}{d\theta}$, representa o trabalho aplicado ao fluido. Este, por sua vez, traduz-se na reacção das paredes internas dos lóbulos ao trabalho desenvolvido pelo fluido. Uma vez que se trata de um processo de expansão, esta reacção é dada no sentido inverso ao da expansão do fluido. Os autores afirmam, ainda, que este termo é obtido através de uma das relações cinemáticas para a geração dos perfis dos rotores. Esta relação é identificada como uma relação de área, entre lóbulos. Desta forma, tem-se, então, que a relação $dV/d\theta$ terá influência na área internas dos lóbulos. Assim, ao decrementar este termo, ver-se-á uma diminuição, também, da área interna dos lóbulos, que por sua vez se traduzirá num decréscimo da resistência oferecida à expansão. Conseqüentemente, verifica-se um aumento da energia libertada por revolução do rotor.

Em suma, o aumento do número de lóbulos, traduz-se numa diminuição do seu volume interno instantâneo, $dV/d\theta$, que será acompanhado pela diminuição da sua área, também, interna. Esta traduzir-se-á numa diminuição da resistência oferecida à expansão do fluido, resultando num aumento da energia libertada por revolução do rotor, $e_{rev.}$, que por sua vez permitirá um aumento da potência extraída pela má-

quina durante o processo, $\dot{W}_{exp.}$. Podendo verificar-se toda essa cadeia nos resultados apresentados na tabela 4.3.

Uma vez que os resultados apresentados para as propriedades influenciadas pelo número de lóbulos se verificam coerentes com o que seria expectável, pela física do problema, é possível apresentar resultados para uma análise de sensibilidade realizada ao número de lóbulos do rotor considerado.

A primeira análise será realizada para um intervalo considerado de 2 a 8 lóbulos, $z \in [2; 8]$. Este intervalo assume valores considerados fisicamente possíveis, no que toca à sua reprodutibilidade e eficiência, como tolerâncias, caminhos de fuga apropriados, forças de contacto e deformações. A definição dos extremos deste intervalo é, então, definida através de combinações de lóbulos referidas em bibliografia, como o compressor de parafuso cónico (Lysholm, 1943), com 2 lóbulos, ou às referências a perfis com 7 lóbulos (Stosic et al., 2005), no rotor fêmea. Esta gama é estendida até aos 8 lóbulos uma vez que se considera a bibliografia como indicativa de perfis possíveis, não tendo em conta que possam existir máquinas de maiores capacidades, com mais lóbulos, em aplicações de refrigeração industrial, por exemplo, e para o caso de compressores deste género.

Desta forma são obtidos, através da análise de sensibilidade realizada ao modelo desenvolvido (Apêndice C.1), os resultados expostos na figura 4.11 e na tabela 4.4.

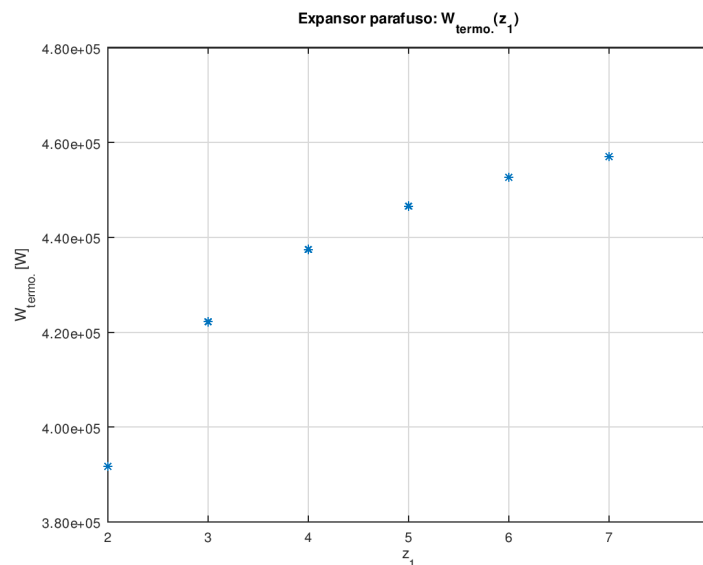


Figura 4.11 Evolução da potência extraída em função do número de lóbulos

Da figura 4.11 pode verificar-se um aumento da potência retirada do processo, com o aumento no número de lóbulos da máquina, como seria espectável pela análise realizada acima. Desta forma, da variação desta propriedade é obtido o perfil que se pode verificar na figura, atentando que à medida que o número de lóbulos aumenta, a diferença entre as sucessivas potências obtidas diminui, assemelhando-se, então o perfil obtido a uma evolução logarítmica.

Tabela 4.4 Influência do número de lóbulos na potência extraída

Potências/Desvios		2	3	4	5	6	7	8
$\dot{W}_{exp.}(z)$	kW	391,74	422,20	437,44	446,58	452,67	457,02	460,29
$\Delta_{abs.}$	kW	-	30,47	15,23	9,14	6,09	4,35	3,26
$\Delta_{rel.}$	%	-	7,22	3,48	2,05	1,35	0,95	0,71

Relativamente à tabela 4.4, esta é então construída a partir dos valores apresentados pela figura 4.11. Desta tabela é interessante retirar que, logo a partir de pequenas diferenças de lóbulos (de 3 para 4 lóbulos), se verificam diferenças relativas, entre as potências extraídas, inferiores a 5%. Pode, concluir-se, das diferenças expostas, que o número de lóbulos não tem um grande impacto, relativo, na potência extraída do processo.

Há, ainda, que ter em conta que a variação do número de lóbulos sugere uma alteração dos próprios perfis dos rotores, não só por este ser um parâmetro utilizado na sua geração, bem como afecta, como explicado anteriormente, a relação de área entre lóbulos, outro parâmetro incluído nestas relações cinemáticas. Esta alteração dos perfis dos rotores comporta alterações na linha de contacto entre rotores e outros parâmetro capazes de alterar ambas as eficiências volumétricas e isentrópicas da máquina. Desta forma há que considerar que o perfil crescente da potência, apresentado na figura 4.11 e na tabela 4.4, será afectado por diferentes perfis de eficiências associados a uma nova geometria.

Assim, uma vez que combinações de lóbulos perto dos extremos apresentados podem apresentar menores eficiências que combinações mais convencionais como 4/6 ou 5/6, e visto que as diferenças apresentadas, em termos de potência não aparentam ser relevantes, sugere-se que número de lóbulos do rotor será de maior valor no que toca à optimização dos perfis da máquina, nomeadamente nos caminhos de fugas e linhas de contacto entre rotores.

Apesar das conclusões retiradas, da análise de sensibilidade realizada, será, ainda, interessante, para um estudo posterior, aumentar o número de lóbulos para valores onde a diferença entre potências seja ínfima. Desta forma, é possível encontrar a assíntota da evolução da potência extraída em função do número de lóbulos, e consequentemente o valor máximo para a potência extraída onde se pode considerar que a geometria da máquina deixa de ter influência no processo.

Esta segunda análise é, então, realizada, mediante o aumento do número de lóbulos do rotor considerado até a diferença relativa entre duas potências consecutivas ser inferior a 0,01% (Apêndice C.2).

Tabela 4.5 Potência máxima obtida para a variação do número de lóbulos

Propriedade	Valor
z	lóbulos
$\dot{W}_{exp.}(máx.)$	kW
	63
	480,24

Desta análise é obtido o perfil apresentado na figura 4.12 onde surge, mais clara, uma assíntota à medida que o número de lóbulos aumenta. O último valor obtido,

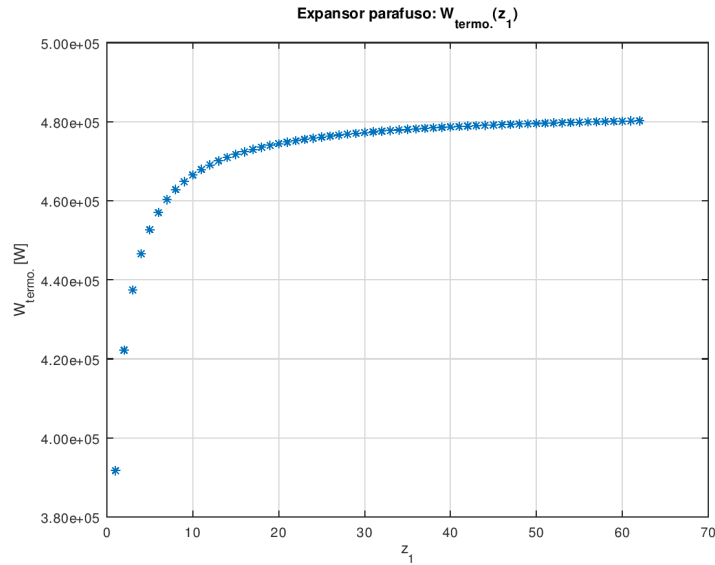


Figura 4.12 Assíntota da potência extraída em função do número de lóbulos

neste perfil, corresponde às coordenadas apresentadas na tabela 4.5, onde o valor da potencial assíntota obtida parece estar situado por volta dos 480kW, obtido para um número de lóbulos superior a 63. Contudo, apesar da diferença entre esta potência, considerada máxima, e a potência obtida originalmente pelo modelo, considerando-se um rotor macho de 4 lóbulos, ser da ordem dos 43kW, na mesma ordem de potência apresentada para os postos de carregamento de carros eléctricos, é importante reter que o número de lóbulos para o qual esta se dá, representa uma máquina fisicamente incomportável. Assim, fica este valor pendente apenas para estudos seguintes, onde será relevante pelo seu significado (assíntota do perfil de potências), ao invés do seu valor energético.

Com isto dá-se por concluída a análise de sensibilidade ao modelo em relação ao número de lóbulos do rotor considerado.

4.3.2 Influência do Ângulo de Abraçamento

De forma análoga à análise de sensibilidade do número de lóbulos do rotor, também aqui se começa por avaliar a influência do ângulo de abraçamento na equação da energia e equações auxiliares ao modelo.

Ao contrário da análise anterior, o ângulo de abraçamento tem apenas influência nos perfis de pressão e temperatura do gás, respectivamente (3.26) e (3.28c). Uma vez que este ângulo representa apenas o quanto o rotor tem de rodar até as condições de saída serem atingidas, a sua influência será visível, apenas, no declive dos perfis obtidos, uma vez que para atingirem os seus valores à saída terão de ter uma taxa de variação maior ou menor, conforme o ângulo de abraçamento diminui ou aumenta, respectivamente.

Contudo, apesar da sua influência nula, o facto deste ângulo afectar a taxa de variação do volume, significa que o termo $dV/d\theta$, equação (3.32), estará a ser directamente afectado por esta propriedade geométrica.

Desta forma, e à semelhança da análise anterior, é apresentada a tabela 4.6, com todas as propriedades afectadas pela variação do ângulo de abraçamento para dois cenários distintos, para um ângulo de abraçamento de $3\pi/2$ rad (270°) e para um ângulo de abraçamento de 2π rad (360°).

Tabela 4.6 Propriedades afectadas pela variação do ângulo de abraçamento

Propriedade		$3\pi/2$	2π
$dV/d\theta$	$\text{m}^3 \text{rad}^{-1}$	$7,42 \times 10^{-4}$	$5,57 \times 10^{-4}$
$e_{rev.}$	J/revolução	2 687,84	2 784,82
$\dot{W}_{exp.}$	kW	422,20	437,44

Da análise desta tabela, são obtidos resultados que poderão ser espectáveis com a física do problema, para o aumento ou diminuição do ângulo de abraçamento do rotor, como se passa a esclarecer.

Quanto à taxa de variação do volume com a posição angular dos rotores, tem-se que, mantendo a geometria do rotor fixa, ao aumentar o ângulo de abraçamento dos filetes do parafuso, é provocada uma contracção dos lóbulos do rotor. Esta contracção nasce da necessidade de diminuição da sua secção transversal, uma vez que, desta forma, os lóbulos, terão de ocupar mais espaço, na superfície do rotor, ao envolvê-lo mais vezes, de modo a atingir um maior abraçamento no mesmo comprimento (do rotor). Esta compressão será eventualmente compensada com o aumento do comprimento dos lóbulos, uma vez que este irá, necessariamente, aumentar ao envolver o rotor com um maior abraçamento. Ambos estes efeitos irão contribuir para uma diminuição e aumento da área das paredes internas dos lóbulos, respectivamente. Contudo, o efeito causado pela menor secção dos lóbulos, devido à sua compressão, parece prevalecer, pelo menos no modelo desenvolvido, dado que a taxa de variação do volume parece diminuir com o aumento deste ângulo. Contudo a questão desta prevalência terá de ser estudada futuramente, uma vez que envolve um estudo profundo do modelo de construção dos perfis dos lóbulos, sendo o ângulo de abraçamento um dos parâmetros necessários à sua construção (Stosic e Hanjalic, 1997; Stosic, 1998; Stosic et al., 2005; Zaytsev e A. Infante Ferreira, 2005; Wu e Fong, 2008; Stosic et al., 2011b; He et al., 2013; Erdeweghe et al., 2016), não se enquadrando, assim, no âmbito do presente trabalho.

Será, contudo, ainda importante referir a importância de considerar que a geometria do rotor se mantém fixa, com a variação do ângulo de abraçamento. Esta explicação será bastante simples, uma vez que ao aumentar o comprimento do rotor, por forma a manter a secção dos lóbulos, estar-se-ia a aumentar o volume final obtido, e por conseguinte a pressão à saída do processo, uma vez que foi, já, estabelecido que o comprimento dos lóbulos aumenta ao varrer mais perímetro do rotor, desta forma tratando-se de um novo processo. Quanto ao diâmetro, o seu aumento ou diminuição apenas iria afectar a capacidade da máquina, tratando-se de outro processo de expansão.

Por fim, tem-se que, ao aumentar o abraçamento dos filetes dos rotores, permitindo uma rotação maior durante o decorrer do processo, a taxa de variação do volume interno dos lóbulos vê-se reduzida.

Desta forma, e como foi já explicado anteriormente, o termo $dV/d\theta$, é determinante na quantificação da resistência criada à expansão do fluido, uma vez que diminui a resistência dos lóbulos à expansão, através da redução da sua dimensão.

Assim, através da diminuição da resistência dos rotores, com o aumento do ângulo de abraçamento dos filetes do perfil, será, novamente expectável o aumento da energia libertada por rotação, bem como da potência extraída do processo, como se pode verificar pelos resultados apresentados na tabela 4.6.

Verificados os resultados obtidos quanto à sua coerência com o comportamento expectável, relativamente à física do problema, segue-se para a análise de sensibilidade do modelo quanto ao ângulo de abraçamento dos filetes do parafuso, a última variável geométrica presente no modelo.

Esta análise é realizada para um intervalo considerado de π rad (180°) a 3π rad (540°), $\theta_w \in [\pi; 3\pi]$. Ao contrário da análise anterior, o intervalo considerado para a variação do ângulo de abraçamento não foi definido com base em valores mínimos e máximos retirados da bibliografia para geometrias comuns, por falta destes dados na mesma. Existe, contudo, a referência a um ângulo de abraçamento de 250° , apresentado como um dos parâmetros de um compressor deste género, estudado por He et al. (2018). Desta forma, foi considerado um intervalo em que os limites inferior e superior estão equidistantes do centro, em meia rotação, tendo em conta que o valor apresentado por He et al. (2018) se apresenta ligeiramente inferior a três quartos de volta (270°), relativamente à rotação completa, considerada, anteriormente como valor padrão para aproximação ao caso de estudo. O motivo para a escolha apresentada, será simplesmente uma consideração pessoal, onde se assume que seja incomum, ou mesmo improfícua, a existência de máquinas do tipo parafuso com ângulos fora da gama considerada, o que, uma vez tratando-se de uma análise de sensibilidade se apresenta como uma consideração tão viável como qualquer outra.

Desta forma são, então apresentados os resultados obtidos, da análise de sensibilidade realizada (Apêndice C.3), na figura 4.13 e na tabela 4.7.

Começando pela figura 4.13 é possível notar uma diminuição do declive da curva com o aumento do ângulo de abraçamento dos filetes do perfil. Além desta diminuição, as semelhanças entre o perfil obtido na figura 4.13, e o perfil obtido na análise anterior, figura 4.11, parecem sugerir a mesma evolução logarítmica, com uma assíntota para a qual o efeito da geometria da máquina deixa de ter influência.

Tabela 4.7 Influência do ângulo de abraçamento na potência extraída

Potências/Desvios		π	$3\pi/2$	2π	$5\pi/2$	3π
$\dot{W}_{exp.}(\theta_w)$	kW	391,74	422,20	437,44	446,58	452,67
$\Delta_{abs.}$	kW	-	30,47	15,23	9,14	6,09
$\Delta_{rel.}$	%	-	7,22	3,48	2,05	1,35

Completando a análise da figura 4.13, com os valores da tabela 4.7, é possível verificar os valores de potência obtidos para uma variação de 90° em 90° , ao longo da gama de variação definida.

Quanto aos dados obtidos, da tabela 4.7, os primeiros valores a saltar à vista serão os das diferenças relativas entre os valores obtidos, uma vez que todos eles apresentam

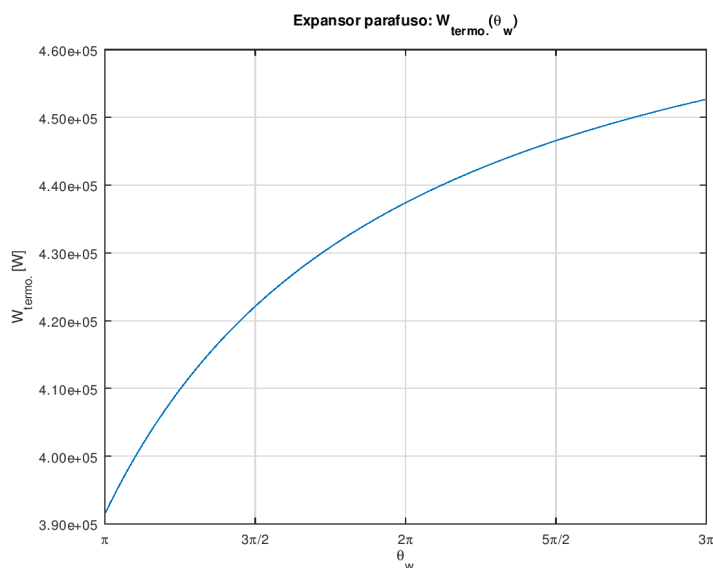


Figura 4.13 Evolução da potência extraída em função do ângulo de abraçamento

diferenças relativas mínimas, sendo que a maior corresponderá a uma diferença de apenas 7,22%. Apesar das diferenças relativas pequenas, a mesma diferença de 7,22%, corresponde, a uma diferença absoluta de cerca de 30kW. Contudo, e à semelhança do que foi dito da análise anterior, também ângulos de abraçamento diferentes levam a perfis e, conseqüentemente, a linhas de contacto e folgas, entre lóbulos, diferentes, correspondendo a novas eficiências que iram afectar as diferenças de potências obtidas com a variação desta propriedade geométrica. Contudo, estes efeitos serão alvo de estudos futuros, uma vez que, e novamente, essa análise pertence a um estudo mais profundo da geometria e construção dos rotores, não sendo esse o âmbito do presente documento.

Será ainda interessante avaliar o intervalo definido na tabela, uma vez que pode ver-se claramente que apenas intervalos de 90° ou 180° são relevantes para análise, uma vez que, à excepção da diferença entre os dois primeiros valores apresentados, os valores obtidos para um intervalo de 90° são demasiado próximos para variações menores terem influência, pelo menos na potência extraída do processo.

Isto indica que o ângulo de abraçamento dos filetes dos rotores, poderá ser mais relevante na optimização do perfil e eficiência do expansor, uma vez que o seu impacto na potência retirada pela máquina aparenta ser pouco relevante.

Após a análise realizada, poderá ser, ainda interessante analisar o que acontece ao perfil obtido na figura 4.13 para valores do ângulo de abraçamento francamente elevados.

Desta forma, é realizada, à semelhança da análise anterior, relativamente ao número de lóbulos do rotor considerado, um aumento do ângulo de abraçamento, em intervalos de $\pi/2$ rad (90°), até a diferença relativa entre duas potências consecutivas ser inferior a 0,01% (Apêndice C.4).

Desta análise é obtido o perfil apresentado na figura 4.14, onde se pode verificar,

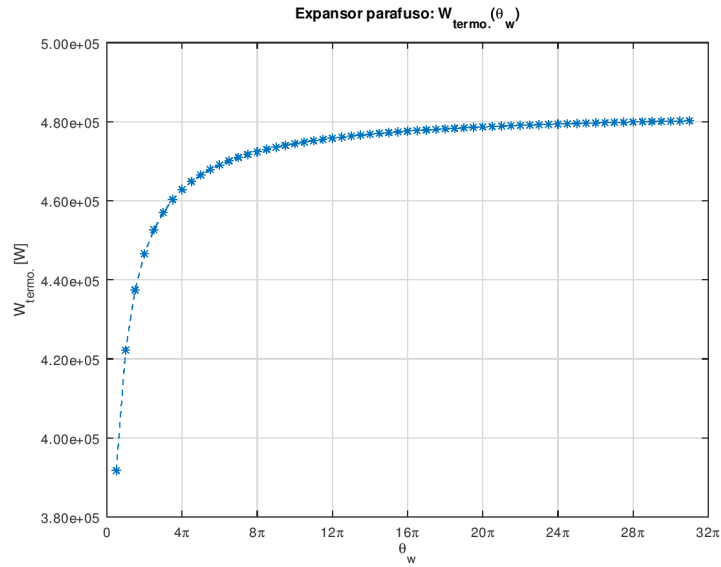


Figura 4.14 Assíntota da potência extraída em função do ângulo de abraçamento

novamente, um perfil exponencial com uma assíntota bem definida. Relativamente a esta evolução, o primeiro valor, de potência, obtido com uma diferença relativa inferior a 0,01%, relativamente ao seu valor precedente, encontra as suas coordenadas descritas na tabela 4.8. Este ponto, considerado máximo, é obtido para um ângulo de abraçamento de $63\pi/2$ rad, que corresponderá a 15 voltas e três quartos para que o processo de expansão se dê por completo, o que facilmente se identifica como um resultado correspondente a uma geometria irreprodutível, tal como obtido para o valor máximo relativamente ao número de lóbulos do rotor considerado. Contudo o mais interessante deste resultado será a potência extraída nestas condições, que corresponde, exactamente, ao valor obtido para o número de lóbulos, $\dot{W}_{exp.}(\text{máx.}) = 480,24$ kW. Esta concorrência de resultados será introduzida na próxima secção, uma vez que neste momento verá uma explicação menos clara para a sua origem.

Tabela 4.8 Potência máxima obtida para a variação do ângulo de abraçamento

Propriedade		Valor
θ_w	rad	$63\pi/2$
	revoluções	15,75
$\dot{W}_{exp.}(\text{máx.})$	kW	480,24

Neste ponto retira-se então a forma do perfil de potências para a variação do ângulo de abraçamento, e a assíntota aparente, encontrada por volta dos 480 kW, encerrando-se assim a análise de sensibilidade realizada ao ângulo de abraçamento dos filetes do perfil dos rotores.

4.3.3 Influência Global da Geometria

Realizadas ambas as análises de sensibilidade, às duas únicas variáveis geométricas, presentes no modelo desenvolvido, número de lóbulos e ângulo de abraçamento, z

e θ_w , respectivamente, será possível retirar algumas conclusões relativas ao efeito, geral, da geometria da máquina no processo termodinâmico que nela decorre, bem como evidenciar alguns resultados, interessantes, obtidos.

A primeira conclusão a evidenciar será que ambos os aspectos geométricos, da máquina, presentes no modelo actuam directa ou indirectamente sobre o termo $dV/d\theta$, que representa o volume instantâneo do lóbulo, e a área interna do mesmo, como evidenciado anteriormente, que, por sua vez, afecta directamente a resistência do rotor ao trabalho desenvolvido pelo fluido, no caso de expansão. Uma vez que ambos estes aspectos influenciam de forma directa a evolução do volume interno da máquina, será expectável um aumento da potência extraída pelo processo com o aumento do número de lóbulos ou do ângulo de abraçamento, e o oposto aquando da sua diminuição.

Contudo será importante reiterar que a influência destas características geométricas, sugere, também, a variação da forma dos perfis dos rotores, sugerindo, portanto, a influência de aspectos relacionados com os caminhos de fuga e linha de contacto entre rotores da máquina, ausentes do modelo desenvolvido. Estes aspectos influenciam directa e indirectamente rendimentos volumétricos e isentrópicos do processo real pelo que um estudo complementar ao presente documento terá de ser realizado no sentido de os analisar durante a construção da geometria da máquina conforme estes parâmetros geométricos base. Este estudo complementar iria auxiliar, então, à validação, das conclusões retiradas quanto à influência dos parâmetros geométricos presentes no modelo, nomeadamente acerca da sua pequena influência na potência extraída se tornar irrelevante, em termos absolutos, tendo em conta que existem variações de rendimento causadas por esta mesma variação.

Outro aspecto interessante a retirar das análises de sensibilidade efectuadas tem que ver com a coincidência de resultados entre as tabelas 4.4 e 4.7, uma vez que esta última corresponde de forma exacta às primeiras 5 colunas da primeira tabela. Não só esta concorrência de resultados, mas também o facto de ambas as assíptotas, encontradas para cada análise, corresponderem exactamente em termos de potência, bem como no número de passos necessários para a alcançar, 63 passos (valor correspondente ao número de lóbulos limite, encontrado, bem como ao ângulo de $63\pi/2$ também alcançado, quando utilizando passos de um quarto de volta, $\pi/2$ rad).

Devido à peculiaridade destes resultados, foi então construída uma tabela de potências para cada combinação de lóbulos e ângulos de abraçamento, na tentativa de retirar alguma relação entre os resultados obtidos e a variação da geometria, tabela 4.9. Esta tabela, quadrada, possui 10 colunas e linhas, onde se varia, respectivamente, o número de lóbulos de 1 a 10, e o ângulo de abraçamento de $\pi/2$ rad a 5π rad, em intervalos de $\pi/2$ rad (90°).

Deste mapa de potências, tabela 4.9, podem retirar-se alguns padrões interessantes. Em primeiro lugar há que considerar a diagonal desta tabela (a sombreado), onde ambas as coordenadas dos valores são coincidentes, ou seja, onde o número de lóbulos, por exemplo 4, corresponde ao quarto ângulo obtido com o passo definido, 2π , ponto (4;4). Definida esta diagonal, é fácil verificar que em torno deste 'eixo' é obtida uma tabela simétrica, assemelhando-se a tabela construída a uma matriz identidade. Esta identidade permite, para colunas e linhas com a mesma coordenada, uma igualdade completa ao longo de todo o seu comprimento. Isto quer então

Tabela 4.9 Mapa de potências em função da geometria da máquina

$\dot{W}_{exp.}$ (kW)	$z = 1$	$z = 2$	$z = 3$	$z = 4$	$z = 5$	$z = 6$	$z = 7$	$z = 8$	$z = 9$	$z = 10$
$\theta_w = \pi/2$	-248,05	117,54	239,41	300,34	336,90	361,27	378,68	391,74	401,89	410,02
$\theta_w = \pi$	117,54	300,34	361,27	391,74	410,02	422,20	430,91	437,44	442,52	446,58
$\theta_w = 3\pi/2$	239,41	361,27	401,89	422,20	434,39	442,52	448,32	452,67	456,06	458,76
$\theta_w = 2\pi$	300,34	391,74	422,20	437,44	446,58	452,67	457,02	460,29	462,83	464,86
$\theta_w = 5\pi/2$	336,90	410,02	434,39	446,58	453,89	458,76	462,25	464,86	466,89	468,51
$\theta_w = 3\pi$	361,27	422,20	442,52	452,67	458,76	462,83	465,73	467,90	469,60	470,95
$\theta_w = 7\pi/2$	378,68	430,91	448,32	457,02	462,25	465,73	468,21	470,08	471,53	472,69
$\theta_w = 4\pi$	391,74	437,44	452,67	460,29	464,86	467,90	470,08	471,71	472,98	474,00
$\theta_w = 9\pi/2$	401,89	442,52	456,06	462,83	466,89	469,60	471,53	472,98	474,11	475,01
$\theta_w = 5\pi$	410,02	446,58	458,76	464,86	468,51	470,95	472,69	474,00	475,01	475,83

dizer, que para o ponto (4;4), considerado anteriormente a título de exemplo, uma vez que corresponde, por coincidência a ambos os valores assumidos no modelo, e para o qual as análises de sensibilidade foram realizadas, que os valores obtidos, bem como as suas assíptotas, são coincidentes por força desta simetria. Desta forma têm-se que para variações destes parâmetros geométricos, centrados em torno de um ponto desta diagonal, existe uma igualdade entre a variação de um lóbulo ou a variação, em um quarto de volta, do ângulo de abraçamento, sendo que o mesmo não se verifica para análises de sensibilidade centradas noutra qualquer ponto fora desta diagonal. Esta igualdade entre o efeito de um lóbulo ou de um quarto de volta no ângulo de abraçamento é ainda evidenciada ao analisar a tabela linha a linha e coluna a coluna, onde se pode verificar que linhas e colunas com o mesmo índice são iguais. Contudo o entendimento deste comportamento só pode ser realmente verificado e estudado mediante uma análise profunda, novamente, da construção da geometria dos rotores e da máquina, o que infelizmente não faz parte do âmbito do presente trabalho.

Uma segunda análise interessante, que pode ser retirada da tabela 4.9, terá que ver com o modo como esta é percorrida. Ao percorrer este mapa de potências na diagonal, no sentido do aumento de ambas as coordenadas, torna-se notório que a potência evolui de forma muito mais rápida que ao percorrer o mapa por linha/coluna. Na verdade, esta não será, por si só, uma conclusão, uma vez que é compreensível que ao andar em diagonal, se aproveitam 2 passos, um lóbulo e um passo de 90° , ao invés de apenas um deles, como resultado de avançar sobre coluna ou linha, desta forma beneficiando-se da uma redução da resistência do lóbulo por via destes dois parâmetros, em simultâneo. Contudo, esta evolução pode ser aproveitada, por forma a tentar encontrar a verdadeira assíptota da geometria, ao encontrar a coordenada para a qual o processo termodinâmico é independente da geometria da máquina, tratando-se puramente da melhor expansão possível, entre os pontos de entrada e saída.

Desta forma, de modo a encontrar a potência extraída, realmente independente da geometria da máquina, é considerado que ambos os valores dos parâmetros geométricos das assíptotas encontradas anteriormente, são suficientes para identificar o valor de potência para o qual esta é realmente independente da geometria do expansor, uma vez que a partir destes é alcançado um valor de coordenadas (63;63), portanto na diagonal principal do mapa, onde os valores de potência serão os maiores possíveis.

Tabela 4.10 Potência máxima obtida, independente da geometria do expansor

Propriedade		Valor
z	lóbulos	63
θ_w	rad	$63\pi/2$
$\dot{W}_{exp.}(\text{máx.})$	kW	482,95

A tabela 4.10 apresenta, então, o resultado obtido para a potência máxima a obter na expansão do gás, no caso abordado, bem como os valores dos parâmetros geométricos associados. A diferença relativa entre este valor, de coordenadas (63;63), para o valor mais elevado da tabela 4.9, de coordenadas (10;10), portanto cerca de 106 passos à frente, na diagonal, ou 53 passos à frente por linha e coluna, apresenta uma diferença relativa de 1,47%, correspondente a uma diferença absoluta de 7,12 kW, sendo um ótimo indicador da presença, ou pelo menos da proximidade muito imediata da assíntota de potência relativamente à geometria da máquina, considerando-se, então este valor como tal, de agora em diante.

Com isto, conclui-se, por aqui, a avaliação da influência dos parâmetros geométricos no modelo.

4.4 Potência Obtida VS Exergia

Como referido no final da secção 4.2.2 Propriedades Obtidas, a potência calculada pelo modelo corresponde à potência extraída de um processo termodinâmico ideal, ou reversível. Esta potência, livre de qualquer tipo de irreversibilidades, ou geração de entropia, corresponde à energia máxima disponível no processo. Esta perspectiva põe a potência retirada, do modelo, a par com uma das definições de exergia disponível num processo, ou seja, a potência máxima disponível a ser extraída pelo mesmo.

Como consequência, a análise exérgica é tipicamente aplicada para avaliar a capacidade energética de possíveis aplicações industriais, ao avaliar, não só a quantidade de energia disponível, mas também a sua qualidade (Bader e Kisscock, 2000). Deste modo é possível analisar o potencial energético, e consequentemente a rentabilidade de futuras aplicações energéticas.

Contudo, apesar do contexto dado, a análise exérgica, aqui aplicada, vem no sentido de comparar a potência ideal, do processo de expansão, apresentado, com a potência máxima disponível a retirar da expansão, pela máquina.

Estas potências, são, não só comparáveis, mas também coincidentes, como se pode verificar, brevemente, através das expressões apresentadas, retiradas de Çengel e Boles (2014).

O trabalho reversível, $W_{rev.}$, pode ser directamente calculado através da variação da exergia entre a entrada e a saída de um sistema, expressão (4.2).

$$W_{rev.} = \Delta\psi \quad (4.2)$$

Por sua vez, o trabalho real desenvolvido, ou absorvido, pelo sistema é dado pela soma do trabalho reversível com a contribuição das Irreversibilidades, expressão (4.3).

$$W = W_{rev.} + I \quad (4.3)$$

Contudo, o trabalho ideal é, por definição, o trabalho reversível. Logo livre de irreversibilidades, condição (4.4).

$$(I = 0) \Rightarrow W_i \quad (4.4)$$

Finalmente, ao aplicar a condição (4.4) na expressão (4.3), com o auxílio da expressão (4.2), pode verificar-se a concorrência entre o trabalho ideal e o trabalho reversível e a validade da comparação a ser realizada, equação (4.5), sendo o que foi demonstrado, válido tanto para os trabalhos como para as potências.

$$W_i = W_{rev.} + 0 \Leftrightarrow \quad (4.5a)$$

$$\Leftrightarrow W_i = W_{rev.} \Leftrightarrow \quad (4.5b)$$

$$\Leftrightarrow W_i = \Delta\psi \quad (4.5c)$$

Uma vez definido que ambas as análises são coincidentes, será uma boa prática, para a validação do modelo, comparar a potência obtida, pelo modelo, com os balanços exergéticos, ao expensor, realizados em anexo (Apêndice D).

Considera-se importante, contudo, fazer uma breve paragem para explicar os valores de potência a serem comparados nesta análise. Por definição a análise exergética é uma análise puramente centrada no processo termodinâmico, e no ambiente que rodeia o processo, ou seja na disponibilidade energética do processo a realizar. Desta forma, o único valor que faz sentido de comparar com os resultados desta análise, será um valor de potência extraída desprovido de qualquer influência da geometria da máquina ou de qualquer outra fonte que não seja de origem termodinâmica. Assim, todo o processo de descoberta de um valor de potência extraída, durante o processo de expansão, que seja assintótico relativamente aos parâmetros geométricos do expensor, não foi de todo inocente, pelo que será este o valor a considerar na validação do modelo desenvolvido, relativamente a uma análise exergética do processo, $\dot{W}_{exp.}(máx.) = 482,95$.

Os resultados das potências reversíveis, considerando o gás perfeito durante o processo de expansão, \dot{W}_{ψ_i} , e considerando que este tem um comportamento real, \dot{W}_{ψ_r} , bem como os respectivos erros, relativos, calculados, são apresentados na tabela 4.11.

Quanto aos resultados obtidos, relativamente aos balanços exergéticos ideal e real, são obtidos valores de 483,57 kW e 531,22 kW, respectivamente para a potência reversível ideal, \dot{W}_{ψ_i} , e real, \dot{W}_{ψ_r} . Entre estes, a diferença obtida representa um erro percentual, E_{ψ} , de 8,97%, o que ultrapassando os 5%, usualmente aceites em engenharia, se torna num valor alto, para o resultado obtido.

Tabela 4.11 Resultados obtidos dos balanços exergeticos

Potência/Erro		Valor
$\dot{W}_{exp.}(\text{máx.})$	kW	482,95
\dot{W}_{ψ_i}	kW	483,57
\dot{W}_{ψ_r}	kW	531,22
E_{ψ}	%	8,97
E_{ψ_i}	%	0,13
E_{ψ_r}	%	9,09

Contudo, o facto de a potência do processo, considerando um comportamento do gás mais aproximado à realidade, ser maior que a potência calculada, considerando o mesmo como ideal, vem de encontro com o que seria expectável. Ao considerar o comportamento real do gás, durante o processo de expansão, consideram-se, além de perdas internas no próprio gás, as energias libertadas por condensação, devido à temperatura de saída calculada, $T_{out} = -9,34^{\circ}\text{C}$. Esta energia libertada, devido à condensações, vem, na verdade, contribuir para a produção de energia, tipicamente mais do que as irreversibilidades no próprio gás. De acordo com o que foi referido em 2.3.3 Revisão Tecnológica, este tipo de expansor, tem a capacidade de suportar estas mudanças de fase no seu interior, sendo, por isso, um efeito desejável, ou pelo menos utilizável, neste tipo de aplicações tornando expectável um maior potencial de produção energética perante as evoluções reais do gás natural.

No que toca à comparação entre a potência obtida, $\dot{W}_{exp.}(\text{máx.})$, e a potência reversível ideal, \dot{W}_{ψ_i} , são obtidos resultados bastante satisfatórios uma vez que a diferença percentual, E_{ψ_i} , obtida entre os dois valores é praticamente nula, adquirindo um valor de 0,13%.

A diferença obtida entre estes dois valores, não só é inferior a 5%, gama considerada desprezável em engenharia, devido a aproximações necessárias à resolução dos modelos desenvolvidos, bem como sendo uma maneira de lidar com a incerteza inerente à comparação entre a teoria e a realidade, como se pode considerar, mesmo em termos absolutos um resultado praticamente coincidente.

Sobre estes resultados pode, ainda, constatar-se que o valor da potência obtida, pelo modelo, mesmo que a diferença entre valores possa ser considerada completamente desprezável, é inferior ao valor da potência reversível ideal, calculada através da análise exergetica ao sistema. Esta discrepância seria espectável, uma vez que, pela segunda lei da termodinâmica, não existe nenhum valor para a potência retirada a um processo termodinâmico, superior ao da sua potência reversível. O que significa que, estando correcto, o modelo desenvolvido poderia, no máximo, alcançar o valor da potência reversível calculada a partir da exergia do processo, por mais condições ideais que fossem consideradas.

Relativamente à diferença obtida para a potência obtida, $\dot{W}_{exp.}(\text{máx.})$, e a potência reversível real, \dot{W}_{ψ_r} , é importante referir que não se consideram os valores comparáveis, entre si, uma vez que são provenientes de análises e pressupostos diferentes. Contudo, e uma vez que o modelo e a análise exergetica ideal convergem de forma tão precisa, poderá ser interessante apresentar esta diferença, E_{ψ_r} , de cerca de 9,09%,

numa tentativa de prever o desvio entre o modelo e o processo real.

Em jeito de conclusão, para a análise realizada, e de uma forma global, pode dizer-se que relativamente aos casos ideais, o erro obtido, $E_{\psi_i} = 0,13\%$, valida, pelo menos preliminarmente, os resultados retirados do modelo desenvolvido, para uma situação ideal, uma vez que os resultados são praticamente coincidentes, bem como o facto de a física do problema não ser violada, ao ser obtida uma potência ideal que não ultrapassa o valor obtido para a potência reversível, máxima, disponível no processo.

Por outro lado, no que toca à potência real, calculada, são obtidos erros relativos algo superiores à gama normalmente aceitável, de 5%. Estes valores podem indicar a exclusão de uma boa aproximação do modelo desenvolvido ao caso de estudo onde está a ser aplicado, apesar de a física do problema não estar a ser violada em nenhum dos casos, uma vez que ambas as potências ideal, $\dot{W}_{exp.}$, e reversível ideal, \dot{W}_{ψ_i} , não ultrapassam a potência reversível real, \dot{W}_{ψ_i} , como seria de esperar.

Contudo, não se pode descartar, já, o modelo desenvolvido, não só pela sua aproximação ao balanço exergético ideal, mas também devido à natureza do caso de estudo apresentado, uma vez que não existem condições, de momento, para aferir qualquer conclusão relativamente a processos que ocorram com temperaturas de saída superiores às temperaturas de condensação do fluido de trabalho. Nesta situação seria, claramente, mais sensata a assumpção de um modelo de gases perfeitos para o comportamento do gás, devido à ausência de mudanças de fase no mesmo e libertações de energia associadas, onde seria plausível a obtenção de resultados mais aproximados com a realidade.

4.5 Aplicação de Rendimentos à Potência Obtida

Após as verificações e análises realizadas sobre o modelo desenvolvido, está na altura de aplicar os rendimentos, necessários, envolvidos no processo (Apêndice E), por forma a possibilitar, finalmente, a comparação entre a potência retirada do modelo e a potência nominal, descrita pelo caso de estudo reportado por Diao et al. (2018).

Estes rendimentos são, então, os rendimentos volumétrico e isentrópico, apresentados na secção 3.4 Introdução de Rendimentos, relativos ao processo termodinâmico, e os rendimentos mecânico do expansor e global do gerador eléctrico, ao qual todo o sistema está acoplado, enquadrando-se, assim, a potência obtida pelo modelo com a medição, aos terminais do gerador, feita por Diao et al. (2018).

Desta forma, serão, aqui, realizadas algumas apreciações aos resultados obtidos e/ou às aplicações de cada rendimento, utilizado, por forma a culminar na avaliação da potência real, passível de ser obtida através do modelo termodinâmico desenvolvido. Assim podendo concluir-se, finalmente, acerca do potencial de aplicação do modelo desenvolvido para análises preliminares na avaliação da utilização de expansores do tipo parafuso para a redução de pressão de gás natural em PRM's.

4.5.1 Aplicação do Rendimento Volumétrico

Quanto ao rendimento volumétrico, o seu cálculo e introdução foram já discutidos na secção 3.4.1 Cálculo do Rendimento Volumétrico, contudo, após a sua aplicação ao

modelo, existem, agora, condições para apresentar alguns resultados obtidos quanto a este rendimento.

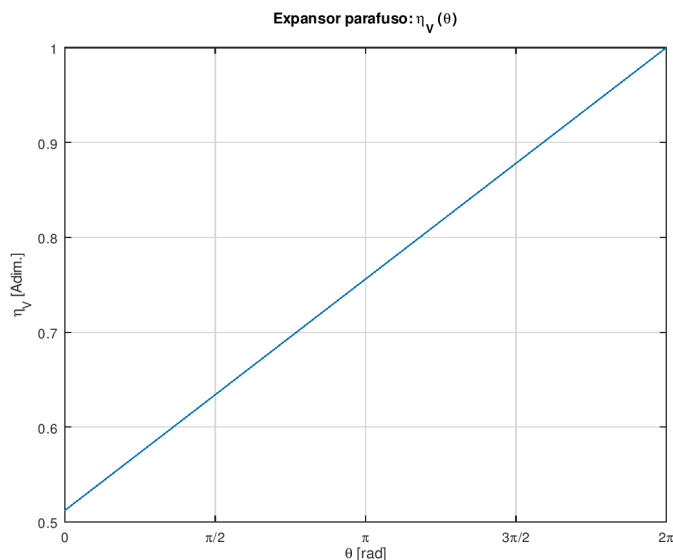


Figura 4.15 Rendimento volumétrico, teórico, ao longo do processo de expansão

A figura 4.15, representa a evolução do rendimento volumétrico, teórico, da máquina, ao longo do processo de expansão, calculada a partir da expressão (3.64), da qual se podem retirar algumas ilações.

Quanto à gama de rendimentos obtida, ao longo do processo de expansão, é obtido um perfil de rendimento que não ultrapassa a unidade, sendo já um bom presságio quanto à sua validade. Contudo, quanto ao valor mínimo desta gama pouco ou nada se pode concluir, além do facto de ser sempre um valor positivo, não nulo.

No que toca à evolução apresentada existem duas conclusões a retirar. Em primeiro lugar, é obtido um perfil crescente, ao longo da posição angular do rotor. Esta evolução pode facilmente ser explicada pelo facto de as diferenças de pressão serem maiores no início do processo, e atenuarem-se ao longo da expansão, como se pode concluir, também, pela obtenção de um perfil de pressões decrescente e não linear, figura 4.5. Desta forma, uma vez que a diferença de pressão é responsável pela formação de escoamentos, faz sentido que, onde esta é maior também se verifique um maior caudal de fugas, ao longo do lóbulo.

Em segundo lugar, há que discutir o facto de se chegar a um rendimento volumétrico ideal no fim do processo de expansão. Quanto a este resultado pode argumentar-se que no fim deste processo, onde a posição angular do rotor se encontra na iminência da fase de descarga, não existe, teoricamente, diferença de pressão, entre o interior do lóbulo e a jusante da máquina, uma vez que as pressões nestes dois locais são coincidentes. Por outro lado pode, também, dizer-se que no fim da expansão, dá-se de imediato a descarga, não sendo possível falar de fugas neste momento.

Por fim, considera-se importante, também, comentar a linearidade do perfil obtido. Não é possível concluir, que o rendimento volumétrico tenha, de facto, uma evolução linear, sendo, aliás, pouco provável que esta evolução se verifique. Contudo, dado

ao facto de terem sido assumidas certas evoluções como lineares, nomeadamente a evolução da temperatura, $T(\theta)$, e a evolução do volume dos lóbulos do expansor, $V(\theta)$, bem como outras simplificações e pressupostos realizados, será expectável que existam evoluções, como é o caso desta, que vejam a sua forma influenciada pelas assumções realizadas no início do modelo.

Por fim, calcula-se um rendimento volumétrico médio, por forma a caracterizar o processo. Este valor é calculado através da integração da expressão (3.64), que representa o perfil obtido na figura 4.15, como é representado pela equação (4.6)

$$\bar{\eta}_V = \frac{\int_0^{2\pi} \frac{m}{V_{out}\rho(\theta)} d\theta}{2\pi} \quad (4.6)$$

O valor obtido para este rendimento, é de $\bar{\eta}_V = 75,6\%$. Este valor é perfeitamente aceitável como rendimento volumétrico para uma máquina com este princípio de funcionamento, encontrando-se, aliás, em concordância com os resultados e curvas traçadas por He et al. (2018) e Wang et al. (2018), no que toca à medição deste rendimento para compressores deste tipo. Desta forma, é possível caracterizar o processo como tendo um rendimento volumétrico médio de 75,6%, não sendo possível, pelo menos, revogar este valor como impossível ou inadmissível.

Em jeito de conclusão, retira-se, uma vez que não foram encontrados quaisquer incoerências nos resultados obtidos em torno do rendimento volumétrico calculado, que este é aplicável ao modelo, sem grandes problemas ou riscos de viabilidade dos resultados finais. Contudo quanto a este cálculo, será importante reiterar de que se trata de um cálculo teórico, do qual não se consegue aferir nada relativamente à geometria da máquina ou à sua influência neste rendimento, uma vez que este é realizado recorrendo ao quociente entre duas formas da continuidade aplicadas ao sistema, expressão (3.60).

4.5.2 Aplicação do Rendimento Isentrópico

No que toca ao rendimento isentrópico, este foi já abordado, teoricamente, na secção 3.4.2 Cálculo do Rendimento Isentrópico. Contudo, a sua aplicação não foi totalmente definida. Como referido anteriormente, a aplicação, ou cálculo, deste rendimento pressupõe um conhecimento prévio do seu valor, ou da medição da temperatura do gás, à saída do processo de expansão, respectivamente.

Desta forma, apenas após a introdução do caso de estudo é possível retirar dados quanto a este rendimento. No trabalho de Diao et al. (2018), foram realizadas várias medições à aplicação em estudo, entre as quais resulta um perfil do rendimento isentrópico da máquina, para uma dada gama de caudal volúmico, de entrada, medido em condições normais de temperatura e pressão.

Este perfil encontra-se então adaptado na figura 4.16, onde é medido (a azul) o rendimento isentrópico para as condições de caudal nominais, uma vez que foi para estas condições que o modelo desenvolvido foi aplicado.

Nestas condições, a aplicação deste rendimento passa por calcular a temperatura real à saída do expansor. Uma vez calculada a temperatura ideal, à saída do expansor,

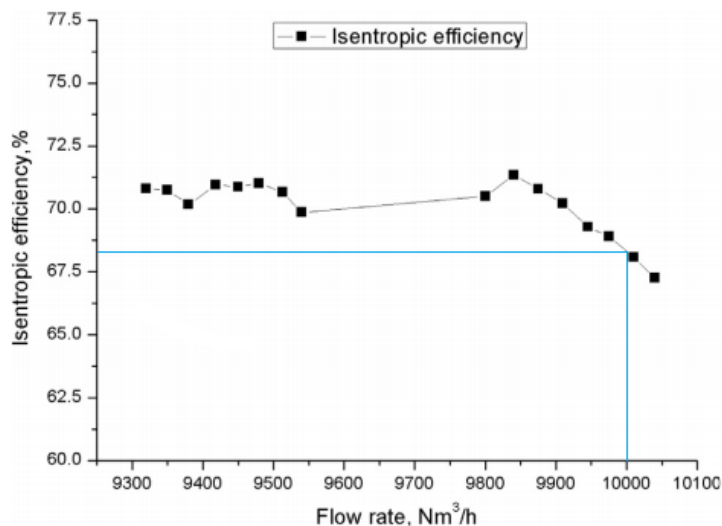


Figura 4.16 Rendimentos isentrópicos medidos por Diao et al. (2018)

através da expressão (3.54), basta substituí-la na expressão (3.68), para o rendimento isentrópico, por forma a encontrar o seu valor.

Tabela 4.12 Valores resultantes da aplicação do rendimento isentrópico

Propriedade	Valor
η_V %	68,50
T_{out} K (°C)	282,50 (9,35)

Na tabela 4.12, encontra-se exposto o valor do rendimento isentrópico, medido, aproximadamente, a partir da figura 4.16, bem como o valor, calculado, da temperatura real à saída do expansor.

Uma vez que este estudo foi realizado em torno da curva empírica, resultante das medições de Diao et al. (2018), não existem grandes questões quanto à validade da aplicação deste rendimento ao modelo desenvolvido. Contudo, vale ainda a pena referir a diferença na temperatura real, calculada, à saída do expansor, uma vez, que ao contrário da temperatura ideal, esta se encontra acima dos 0°C. Da situação real é possível, portanto, retirar duas conclusões. Em primeiro lugar, dada a temperatura real calculada, não existem riscos de condensação do gás ou dos seus componentes, tornando o facto de o gás ter sido tratado como um gás ideal, ainda que continue a não ser correcto, uma consideração menos grosseira, na nova aplicação do modelo (Apêndice E). Consequentemente, é possível concluir que o caso de estudo considerado não aproveita a vantagem do expansor do tipo parafuso ser capaz de lidar com mudanças de fase no seu interior, extraíndo mais energia do processo, como referido na secção 2.3.3 Revisão Tecnológica.

4.5.3 Aplicação dos Rendimentos Mecânico e Eléctrico

Após o modelo ser corrigido com os respectivos rendimentos, será ainda necessário aplicar ao valor de potência, resultante, ambos os rendimentos mecânico do expansor e total do gerador eléctrico. Estes rendimentos serão directamente multiplicados ao valor obtido do modelo, uma vez que estão associados à eficiência das máquinas e não ao processo termodinâmico.

Em primeiro lugar, no que toca ao rendimento mecânico do expansor, será tido em conta o trabalho de He et al. (2018), onde são traçados perfis de rendimentos mecânicos para um compressor do tipo parafuso. No seu trabalho, os autores, realizam uma série de medições, entre as quais a medição do rendimento mecânico de um compressor sob várias gamas de funcionamento onde concluem, por fim, que esta máquina apresenta uma gama de rendimento mecânico que vai desde os 75% aos 85%.

Tratando-se de máquinas em tudo semelhantes, considera-se uma boa aproximação, considerar o rendimento mecânico disponibilizado do compressor descrito como aplicável a máquinas deste género, uma vez que para diferentes tipos de aplicações, com maiores caudais ou condições de pressão, também a máquina se adapta, quer na sua constituição (tamanho e forma dos rotores), quer relativamente aos seus componentes (rolamentos e sistemas de lubrificação adequados), da mesma forma que também as turbinas, por exemplo, independentemente da sua forma e princípio de funcionamento (Acção-Reacção), apresentam valores de rendimento mecânico semelhantes.

Desta forma, para o expansor considerado, e uma vez que se considera a sua operação em condições nominais, na aplicação ao caso de estudo, considera-se igualmente que nestas condições o seu rendimento mecânico será máximo, portanto, o valor máximo da gama apresentada, 85%.

Por fim, no que toca ao rendimento do gerador eléctrico, Wang et al. (2018), refere que o compressor em estudo se encontra acoplado a um motor assíncrono com um rendimento, global, praticamente invariável, de 95%.

Quanto a este motor existem algumas afirmações a fazer. Em primeiro lugar é importante referir que este tipo de máquina consegue actuar tanto como motor, ou como gerador eléctrico, bastando para esse efeito trocar a polaridade de duas das suas fases, sem que as características desta máquina sejam afectadas. Em segundo lugar, apesar de nada ser dito quanto à potência da máquina, este tipo de máquinas apresenta um rendimento global semelhante entre si, considerando-se por isso que este valor pode ser aceite como um rendimento global típico sem grandes incoerências a nível técnico. Por fim, quanto à natureza da máquina, estima-se que para uma aplicação de redução de pressão de gás natural, o gerador tenha uma natureza, precisamente, assíncrona, uma vez que as variações de caudal, ao longo do dia, e mesmo em curtos intervalos de tempo pressupõem uma variação do regime de rotação da máquina, variação essa que uma máquina síncrona seria incapaz de acompanhar.

Desta forma, estima-se que o gerador aplicado, na instalação em estudo, seja uma máquina assíncrona, onde se considera que o seu rendimento global se situa à volta dos 95%.

Tabela 4.13 Rendimentos mecânico e eléctrico considerados

Rendimento		Valor
η_{mec}	%	85
η_{el}	%	95

Por fim, são apresentados na tabela 4.13, os rendimentos mecânico do expansor e global do gerador eléctrico, acoplado, considerados.

Com estes dois valores, encontram-se definidos os rendimentos necessários, a aplicar ao resultado obtido pelo modelo, por forma a tornar possível a comparação entre o valor de potência obtido e a potência medida na instalação em estudo, por Diao et al. (2018).

4.5.4 Verificação da Potência Obtida

Após aplicar os rendimento considerados ao modelo, é possível obter uma potência final, correspondente a uma instalação real, \dot{W}_η , ao invés da potência extraída directamente do processo termodinâmico, ideal, de expansão, $\dot{W}_{exp.}$. Com este valor é então possível fazer uma comparação com a potência gerada, medida por Diao et al. (2018), no caso de estudo considerado, \dot{W}_{CE} , onde a potência é medida ao terminais do gerador.

Desta forma, são apresentadas, na tabela 4.14, tanto a potência extraída pela máquina, considerando os rendimentos, calculada pelo modelo, a potência medida na instalação de referência, e o desvio percentual entre estas duas potências.

Tabela 4.14 Comparação entre as potências obtida e medida no caso de estudo

Potência/Desvio		Valor
\dot{W}_η	kW	159,88
\dot{W}_{CE}	kW	150
$\sigma_{Pot.}$	%	6,18

Quanto aos resultados obtidos, verifica-se uma boa aproximação entre os dois valores de potência, não só correspondendo quanto à ordem de grandeza como apresentando apenas uma diferença de 9,88 kW. Em termos relativos, esta diferença, representa um desvio aproximado de 6,2%, que apesar de ultrapassar os 5% normalmente considerados como desprezáveis em engenharia, devido a simplificações e erros de arredondamento, se apresenta como um desvio bastante pequeno, tendo em consideração as limitações do modelo.

Entre estas limitações encontram-se algumas simplificações feitas, tais como a consideração de uma evolução linear para o volume dos lóbulos da máquina, ou da linearização do perfil de temperaturas, através de uma análise térmica simplista. Contudo a simplificação que mais permitirá concluir acerca dos resultados obtidos, será a assumpção de um comportamento ideal do gás durante o processo, uma vez que afecta o cálculo dos volumes à entrada e à saída do expansor, bem como todas propriedades do fluido, ao longo da sua expansão.

Desta forma, ao considerar o gás como perfeito, existem, também, efeitos, como o da energia libertada por mudanças de fase, que não serão consideradas pelo modelo. Contudo, atendendo ao facto de a temperatura de saída, real, do gás, calculada com o rendimento isentrópico, apresentada na tabela 4.12, ser agora superior a 0°C , significando que não existe qualquer risco de condensação do gás, ou seus componentes, durante o processo, pode afirmar-se que o processo real não tem oportunidade de extrair a energia libertada durante uma eventual condensação do fluido. Assim, tem-se um processo cujo comportamento real do gás apresenta um potencial energético, devido a irreversibilidades, menor que o comportamento ideal considerado. Com isto, é possível concluir que a potência retirada do modelo, considerando rendimentos, \dot{W}_{η} , deverá ser maior que a potência medida na instalação do caso de estudo, \dot{W}_{CE} , o que se verifica. Por conseguinte, esta verificação, encontra-se de acordo com o que seria de esperar a nível da física, servindo, assim, como corroboração preliminar dos resultados obtidos.

Ainda relativamente ao comportamento ideal do gás, é importante referir que o cálculo da pressão é realizado, inteiramente sob este pressuposto. Sendo esta uma propriedade importante para o processo, devido ao seu princípio de funcionamento, seria de esperar que existissem erros ou incompatibilidades na comparação entre a potência obtida e a potência de referência do caso de estudo.

Quanto à análise térmica, esta, poderá ser, também, melhorada, ao introduzir um modelo de trocas de calor por convecção e condução, o que não será possível no âmbito deste trabalho devido ao objectivo de realizar uma análise preliminar à aplicação, sem nunca ter um perfil ou máquina iniciais de onde fosse possível retirar dados para tal análise.

Em suma, as insuficiências do modelo justificam o desvio obtido entre as duas potências comparadas, ficando ainda a ressalva, que dadas estas limitações o desvio obtido se apresenta surpreendentemente preciso.

Contudo a comparação dos dois valores de potência obtidos não pode ser dada como concluída sem se falar acerca dos parâmetros geométricos assumidos para a máquina.

Quanto a estes parâmetros, relativamente ao número de lóbulos, apesar de qualquer valor dentro da gama considerada na análise de sensibilidade poder ser tido como válido, existe algum grau de certeza quanto à assumpção de um número de 4 lóbulos, no que toca ao rotor macho, principalmente devido à sua referência em bibliografia, que se torna mais frequente, talvez apenas a par com alguns perfis de 5 lóbulos, em prol de todas as restantes opções da gama. Contudo este número pode, evidentemente, ser diferente, desta forma alterando por completo o desvio obtido para os valores considerados.

No que toca ao ângulo de abraçamento, apesar da escassez de valores para este parâmetro, em bibliografia, existe uma forte possibilidade de este ser de facto menor que a volta completa, considerada. Esta possibilidade baseia-se no facto de a única referência a este valor, encontrada no trabalho de He et al. (2018), ser menor em mais de um quarto de volta, relativamente ao valor considerado. Este será então o valor crítico para a validação dos resultados obtidos, uma vez que se for considerado um ângulo de abraçamento de $3\pi/2$ (270°), a nova potência obtida seria de 145,78 kW, que seria, já, menor que a potência de referência. Este novo valor não seria

preocupante pelo seu desvio, uma vez que este seria de cerca de $-2,8\%$, mas sim pelo facto de ser menor que a potência medida por Diao et al. (2018), uma vez que, como referido anteriormente, o facto de ser menor iria contra o que seria expectável a nível da física, sendo isto mais preocupante e decisivo do que o desvio relativo entre os dois valores.

Por outro lado, é também importante referir que o valor apresentado por Diao et al. (2018), pode ser arredondado para o múltiplo mais próximo, tanto por questões de apresentação de valor ou mesmo de protecção dos dados referentes à instalação, detida por uma empresa privada, cujo autor pode não ser autorizado a revelar de forma precisa.

Em jeito de conclusão, os resultados apresentados parecem ser coerentes, tanto quanto ao desvio apresentado, sendo este bastante satisfatório, tanto quanto ao facto de a física do problema estar, em princípio, a ser respeitada. Contudo devido às limitações do modelo, bem como às incertezas associadas aos parâmetros geométricos, assumidos, da máquina, não é possível validar de forma definitiva, a precisão do modelo desenvolvido. Seria importante, para a sua validação, obter os valores concretos para ambos os parâmetros geométricos da máquina, e se possível, também, os rendimentos, tanto volumétrico e mecânico, do expansor, como o rendimento global do gerador utilizado, ressalvando que estes últimos valores seriam francamente menos importantes para a validação do resultado obtido.

Por fim será importante referir que apesar de não ser possível concluir, neste ponto, de forma definitiva, a precisão do modelo, este se apresenta bastante promissor e exacto, uma vez que apesar da possibilidade de variação, tanto dos parâmetros geométricos da máquina, como dos rendimentos assumidos, o modelo apresenta sempre um resultado numa gama em torno dos 150 kW, medidos na instalação de referência, indicando um forte potencial de previsão da potência a extrair pela instalação, numa fase preliminar, correspondendo ao objectivo principal deste documento. É, então, importante reter que numa fase preliminar, sem qualquer máquina ou perfil inicial, será completamente impossível prever com exactidão a potência a extrair pela máquina, e consequentemente pela instalação. Desta forma a gama obtida pelo modelo apresenta-se bastante precisa e consistente, para uma previsão inicial. Contudo é claro que a correspondência do modelo a apenas um caso não é capaz de corroborar, por si só, a validade do modelo, incentivando-se, assim, a aplicação futura deste a eventuais novos casos publicados em bibliografia, por forma a determinar, ou não, a sua validade.

Capítulo 5

Conclusões e Trabalho Futuro

Conclusões

O presente trabalho foi escrito na tentativa de colmatar uma falha do aproveitamento energético, detectada durante o processo de redução de pressão do gás natural, impulsionando o estudo de uma solução promissora para o efeito, sendo esta a aplicação de máquinas do tipo parafuso como expansores, de modo a extrair a energia, de outra forma, desperdiçada durante este processo.

Desta forma, pode concluir-se, após a revisão bibliográfica realizada, que este tipo de instalação, pode ser perfeitamente capaz de preencher a lacuna energética presente em processos de redução de pressão de qualquer gás, por oposição à utilização de uma válvula de redução, bem como promover a sinergia entre indústrias ou necessidades térmicas de outras instalações, como se evidenciou através da exposição dos casos de IJmuiden, na Holanda, e Osaka, no Japão, durante o segundo capítulo. Desta forma retira-se, daqui, o potencial deste tipo de aplicações para a promoção de melhores práticas relativamente à produção e aproveitamento de energia, tão importantes para a mudança do paradigma energético actual.

Aliando as conclusões anteriormente apresentadas, à aplicação de um expansor do tipo parafuso, e suas características, é possível destacar a hipótese desta sinergia, entre processos vizinhos, de forma ainda mais explícita, devido à capacidade deste tipo de máquinas de resistir à condensação de gases no seu interior, bem como de aproveitar a energia libertada associada a essa condensação. Um dos problemas, na aplicação de expansores dinâmicos, neste tipo de aplicações prende-se com o facto de o pré-aquecimento do gás natural, de modo a prevenir condensações que podem vir a ser altamente prejudiciais a este tipo de equipamentos, necessitar de caldeiras e permutadores de calor próprios para este efeito, devido às exigências de elevadas temperaturas, à entrada do expansor. Assim, devido à sua capacidade de suportar condensação no seu interior, os expansores do tipo parafuso podem não só prescindir de necessidades de pré-aquecimento, bem como extrair energia do processo de condensação do gás. Desta forma sendo apenas necessário o reaquecimento do gás, para temperaturas não prejudiciais à linha, sendo que, desta vez, o aquecimento do caudal de gás a baixas temperaturas terá exigências térmicas menos severas, proporcionando a possibilidade de aproveitamento, por exemplo de gases de escape de indústrias vizinhas, a mais baixas temperaturas ou com caudais inferiores. Contudo

não se devem descurar as oportunidades de pré-aquecimento, uma vez que o aumento da energia do fluido possibilita um maior potencial de produção de trabalho, durante o processo.

Passando agora para as conclusões relacionadas com o modelo desenvolvido, e com o objectivo da presente dissertação, pode afirmar-se que os resultados obtidos foram, de forma geral satisfatórios, não só quando avaliados de forma isolada, mas também quando comparando os resultados obtidos através do modelo desenvolvido e os indicados no caso de estudo.

Em primeiro lugar é de extrema importância referir que em nenhum momento, qualquer resultado obtido foi contra o que seria expectável de acordo com a física do problema, quer no que toca a perfis ou diagramas gerados, quer relativamente a valores de propriedades calculadas, ou relações entre estas obtidas. Esta é considerada como a conclusão mais importante a retirar, uma vez que sem esta seria impossível atribuir qualquer tipo de validade ao trabalho desenvolvido ou retirar qualquer tipo de conclusão acerca da sua aplicação.

Quanto a perfis obtidos, é possível traçar, não só perfis de propriedades individuais, como também, diagramas característicos de máquinas volumétricas (Diagrama P-V), onde se pode verificar a concordância do modelo com a máquina em estudo, ou diagramas característicos do comportamento assumido para o gás (Diagrama P- ρ), durante o processo de expansão, onde se pode confirmar a coerência comportamental entre as propriedades calculadas pelo modelo e as suposições realizadas durante a sua concepção. É ainda desenhado um perfil de energia libertada ao longo de uma rotação completa de um lóbulo, onde o declive decrescente deste perfil apresenta uma libertação de energia cada vez menor à medida que o processo avança, mostrando-se coerente com a degradação do diferencial de pressões, expectável, durante o processo.

No que toca a valores de propriedades, obtidos, é possível retirar parâmetros intrínsecos da máquina, como a capacidade mássica de cada lóbulo, ou o BIVR do expensor, a partir, exclusivamente, de dados da instalação, de acordo com o objectivo do modelo, que se insere numa fase de avaliação preliminar deste tipo de aplicação. Estes resultados são considerados valiosos uma vez que, não só o modelo dispensa qualquer tipo de pré-perfil, ou geometria preliminar, como parece indicar, ao mesmo tempo, parâmetros a ter em conta na sua geração.

Quando confrontado com análises de sensibilidade, o modelo parece corresponder, de forma expectável, no que toca à influência dos parâmetros geométricos da máquina, permitindo que resultados daqui provenientes sejam utilizados para comparação com outras análises paralelas, como a análise exergética, centrada, exclusivamente, no processo de expansão, onde os resultados entre análises parecem convergir no mesmo ponto, destacando a capacidade do modelo de corresponder à aplicação onde se insere.

De forma geral, o modelo desenvolvido, parece corresponder de forma bastante directa à aplicação a que se destina, guardando-se apenas algumas reservas quanto à sua precisão, relativamente aos dados medidos no caso de estudo, onde alguns dos parâmetros necessários ao modelo tiveram de ser assumidos podendo afectar o resultado final de forma menos positiva, como é desenvolvido na secção 4.5.4 Verificação da Potência Obtida.

Contudo, no que toca ao objectivo principal do trabalho, para o caso de estudo disponível, o modelo demonstra-se capaz de prever com exactidão a potência real, extraída pela instalação, ressalvando que apesar dos seus resultados coerentes e promissores, serão necessárias, ainda, aplicações futuras do modelo, a novos casos de estudo, futuramente disponibilizados em bibliografia, por forma a poder concluir com segurança acerca da aplicabilidade do modelo.

Por fim, dada a coerência apresentada pelo modelo, será importante abordar a validade do que se considera como a simplificação mais relevante do modelo. A linearização, teórica, da evolução do volume no interior dos lóbulos da máquina parece ser bastante válida, permitindo libertar a expressão da máquina de qualquer tipo de conhecimento prévio acerca dos seus perfis, tal como almejado.

Trabalho Futuro

Como trabalho futuro, a proposta mais imediata será a de continuidade de aplicação do modelo desenvolvido, em aplicações conhecidas, bem como a tentativa de obtenção dos dados relativos à máquina utilizada e rendimentos de componentes do caso de estudo aplicado, por forma a possibilitar uma conclusão definitiva, e sem qualquer tipo de ressalvas, quanto à validade do modelo desenvolvido.

Quanto ao modelo desenvolvido, é proposta, ainda, a introdução de uma relação mais realista, relativamente ao comportamento assumido para o gás, no interior do expansor. Desta forma seria possível realizar uma comparação do novo modelo com casos de estudo existentes, sendo que caso a sua validação fosse possível, poder-se-ia também comparar ambos os modelos, ideal e real, por forma a quantificar a influência desta assumption nos resultados obtidos.

Ainda relativamente às simplificações realizadas no modelo, seria interessante explorar a análise térmica, ao expansor, por forma a verificar a forma do perfil de temperaturas, bem como a sua influência no modelo. Contudo será importante ressaltar que a introdução de um modelo térmico mais complexo poderá exigir o conhecimento prévio das dimensões da máquina, afastando o modelo do seu propósito inicial. No entanto seria interessante, a sua realização para um caso onde estas dimensões fossem conhecidas, onde fosse posteriormente possível a comparação do modelo actual com um modelo mais sofisticado a nível térmico, onde pudessem ser comparados os resultados e perfis obtidos em cada uma das situações.

Por fim, seria interessante aprofundar a geração de perfis, e as suas relações cinemáticas, por forma a validar a forma da evolução do volume dos perfis dos lóbulos da máquina, bem como aprofundar a influência dos parâmetros geométricos da máquina, na potência extraída, e da aparente semelhança entre a influência que a variação do ângulo de abraçamento e do número de lóbulos têm nesta potência, proporcionando uma explicação para o padrão encontrado no mapa de potências desenvolvido a partir das análises de sensibilidade realizadas.

Bibliografia

- American Meter Company (2015). *SB9509.3 Axial Flow Valves*.
- Ancona, M., Bianchi, M., Branchini, L., Pascale, A. D., e Melino, F. (2017). Performance increase of a small-scale liquefied natural gas production process by means of turbo-expander. *Energy Procedia*, 105:4859 – 4865. 8th International Conference on Applied Energy, ICAE2016, 8-11 Outubro 2016, Beijing, China.
- Arabkoohsar, A., Farzaneh-Gord, M., Deymi-Dashtebayaz, M., Machado, L., e Koury, R. (2015). A new design for natural gas pressure reduction points by employing a turbo expander and a solar heating set. *Renewable Energy*, 81:239 – 250.
- Atlas Copco (2010). *Compressed Air Manual*, 7^a edição.
- Bader, W. e Kissock, J. (2000). Exergy analysis of industrial air compression. *Proceedings from the Twenty-Second National Industrial Energy Technology Conference*.
- Bilgen, S. (2014). Structure and environmental impact of global energy consumption. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 38:890 – 902.
- Borelli, D., Devia, F., Brunenghi, M. M., Schenone, C., e Spoladore, A. (2015). Waste Energy Recovery from Natural Gas Distribution Network: CELSIUS Project Demonstrator in Genoa. *Sustainability*, 7(12):1–17.
- Çengel, Y. A. e Boles, M. A. (2014). *Thermodynamics: An Engineering Approach*. McGraw-Hill, 8^a edição.
- Çengel, Y. A. e Cimbala, J. M. (2013). *Fluid Mechanics Fundamentals and Applications*. McGraw-Hill, 3^a edição.
- Chang, R. e Goldsby, K. A. (2013). *Chemistry*. McGraw-Hill, 11^a edição.
- Chukanova, E. (2015). *Modeling of Screw Compressor Plant Operation Under Intermittent Conditions*. PhD thesis, City, University of London.
- Diao, A., Wang, Y., Guo, Y., e Feng, M. (2018). Development and application of screw expander in natural gas pressure energy recovery at city gas station. *Applied Thermal Engineering*, 142:665 – 673.
- Erdeweghe, S. V., Schutter, J. D., e den Bulck, E. V. (2016). Integral modeling of a twin-screw compressor. *Journal of Mechanical Design*, 138(7).

- Fleming, J., Tang, Y., e Cook, G. (1998a). The twin helical screw compressor part 2: A mathematical model of the working process. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 212:369–380.
- Fleming, J. S. e Tang, Y. (1995). The analysis of leakage in a twin screw compressor and its application to performance improvement. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, 209(2):125–136.
- Fleming, J. S., Tang, Y., e Cook, G. (1998b). The twin helical screw compressor part 1: Development, applications and competitive position. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 212(5):355–367.
- Gord, M. e Rahbari, H. (2011). Developing novel correlations for calculating natural gas thermodynamic properties. *Chemical and Process Engineering*.
- Guo, B. e Ghalambor, A. (2005). *Natural Gas Engineering handbook*. Gulf Publishing Company, 1^a edição.
- He, X., Ming, H., Yang, D., Yi, L., e Chenliang, H. (2013). Rotor profile generation method for twin screw compressors based on bi-direction.
- He, Y., Xing, L., Zhang, Y., Zhang, J., Cao, F., e Xing, Z. (2018). Development and experimental investigation of an oil-free twin-screw air compressor for fuel cell systems. *Applied Thermal Engineering*, 145:755 – 762.
- Hedman, B. A. (2008). Waste energy recovery opportunities for interstate natural gas pipelines. Relatório técnico, INGAA.
- Öhman, H. e Lundqvist, P. (2015). Screw expanders in orc applications, review and a new perspective. Em: *3rd International Seminar on ORC Power Systems*.
- Lehman, B. e Worrell, E. (2001). Electricity production from natural gas pressure recovery using expansion turbines. Em: *ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Industry*, pp. 43–54.
- Lior, N. (2008). Energy resources and use: The present situation and possible paths to the future. *Energy*, 33(6):842 – 857. PRES 2006. 9th Conference of Process Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and Pollution Reduction - PRES 2006.
- Lysholm, A. J. R. (1943). A new rotary compressor. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 150(1):11–16.
- Mokhatab, S., Poe, W. A., e Speight, J. G. (2006). *Handbook of Natural Gas Transmission and Processing*. Gulf Professional Publishing, 1^a edição.
- Moshfeghian, M. (2009). Variation of natural gas heat capacity with temperature, pressure, and relative density. Online: <http://www.jmcampbell.com/tip-of-the-month/2009/07/variation-of-natural-gas-heat-capacity-with-temperature-pressure-and-relative-density/>. [Acedido a 16/05/2018].

- Neseli, M. A., Ozgener, O., e Ozgener, L. (2015). Energy and exergy analysis of electricity generation from natural gas pressure reducing stations. *Energy Conversion and Management*, 93:109 – 120.
- PDM Analysis Ltd (2015). CFD analysis of twin screw compressors. Online: <http://pdmanalysis.co.uk/portfolio/twin-screw-compressor-cfd-analysis/>. [Acedido a 15/08/2018].
- Pietro Fiorentini S.p.a. (2015). Natural gas reducing and metering stations. Online: <https://www.fiorentini.com/ww/en/product/completesolutions/gas-compressor-stations/prms>. [Acedido a 25/07/2018].
- Quarteroni, A., Sacco, R., e Saleri, F. (2010). *Numerical mathematics*, volume 37. Springer Science & Business Media.
- Rahman, M. (2011). Power generation from pressure reduction in the natural gas supply chain in bangladesh. *Journal of Mechanical Engineering*, 41(2):89 – 95.
- Rane, S. R. (2015). *Grid Generation and CFD Analysis of Variable Geometry Screw Machines*. PhD thesis, City, University of London.
- Read, M., Smith, I., Stosic, N., e Kovacevic, A. (2016). Comparison of organic rankine cycle systems under varying conditions using turbine and twin-screw expanders. *Energies*, 9(8).
- Reis, J., e Costa, J. M., e Domingues, N. S. (2018). Screw expander for energy production in natural gas pressure reduction and measurement stations. *Recent Advances in Petrochemical Sciences*, 4.
- Smith, I. K., Stosic, N., e Aldis, C. A. (1994). Lysholm machines as two-phase expanders. Em: *International Compressor Engineering Conference*.
- Stosic, N. (1998). On gearing of helical screw compressor rotors. Em: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, volume 212, pp. 587–594.
- Stosic, N. e Hanjalic, K. (1997). Development and optimization of screw machines with a simulation model—part ii: Thermodynamic performance simulation and design optimization. 119.
- Stosic, N., Smith, I., Kovacevic, A., e Mujic, E. (2011a). Review of mathematical models in performance calculation of screw compressors. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 4.
- Stosic, N., Smith, I. K., e Kovacevic, A. (2005). *Screw Compressors: Mathematical Modelling and Performance Calculation*. Springer-Verlag, 1^a edição.
- Stosic, N., Smith, I. K., Kovacevic, A., e Mujic, E. (2011b). Geometry of screw compressor rotors and their tools. *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A*, 12(4):310–326.
- Wang, C., Xing, Z., Chen, W., Yang, Q., e He, Z. (2018). Development of an oil free water-lubricated twin-screw air compressor. *Applied Thermal Engineering*, 143:396 – 402.

- Wu, Y.-R. e Fong, Z.-H. (2008). Rotor profile design for the twin-screw compressor based on the normal-rack generation method. 130.
- Xiayi, L., Yaxuan, X., Linlin, X., Bo, L., Hui, Z., Di, Q., e Rong, L. (2015). Analysis of gas expander substituting for natural gas valve in a natural gas pressure regulating station. Em: *International Conference on Advances in Energy, Environment and Chemical Engineering*.
- Zaytsev, D. e A. Infante Ferreira, C. (2005). Profile generation method for twin screw compressor rotors based on the meshing line. 28:744–755.

Apêndice A

Cálculo das Propriedades do Gás Natural

A.1 Metodologia de Cálculo

De modo a possibilitar a aplicação do modelo, é necessário conhecer as propriedades inerentes ao gás natural a ser expandido. Neste sentido será, aqui, desenvolvido o método utilizado para o cálculo das propriedades necessárias à aplicação do modelo, segundo as metodologias apresentados por Chang e Goldsby (2013) e Moshfeghian (2009).

O gás natural em questão, tem a composição apresentada na tabela A.1, referente ao caso de estudo realizado com base nos dados conhecidos de Diao et al. (2018).

Tabela A.1 Composição do gás natural da aplicação, adaptado de Diao et al. (2018)

Nome	Fórmula	Volume (%)
Metano	CH ₄	94,9514
Etano	C ₂ H ₆	2,5857
Propano	C ₃ H ₈	0,4257
Butano	n-C ₄ H ₁₀	0,0757
Iso-Butano	i-C ₄ H ₁₀	0,0743
Pentano	n-C ₅ H ₁₂	0,0100
Iso-Pentano	i-C ₅ H ₁₂	0,0286
Azoto	N ₂	0,6029
Dióxido de Carbono	CO ₂	1,2457
Total		100

O primeiro passo no cálculo das propriedades do gás, será o cálculo da sua massa molecular, segundo a sua composição.

Considerando a fórmula química de qualquer composto, ou elemento, do tipo, genérico, X_nY_m..., onde n e m representam os índices numéricos dos seus respectivos elementos, é possível calcular a massa molecular do composto, *i*, através da expressão (A.1).

$$M_{w_i}(X_n Y_m \dots) = nM_{\text{atômica}_X} + mM_{\text{atômica}_Y} + \dots \quad (\text{A.1})$$

Onde $M_{\text{atômica}}$ corresponde à massa atômica do elemento correspondente, cujos valores dos elementos relevantes para o caso a calcular se encontram apresentados na tabela A.2.

Tabela A.2 Massa atômica dos elementos encontrados no gás natural

Elemento	Massa atômica
Hidrogênio (H)	1,01 kg/kmol
Carbono (C)	12,01 kg/kmol
Azoto (N)	14,01 kg/kmol
Oxigênio (O)	16,00 kg/kmol

Após a cálculo da massa molecular, individual, de cada elemento, a massa total da mistura é calculada através da expressão (A.2).

$$M_w = \frac{\sum_A^Z V(\%)_i \cdot M_{w_i}}{100} \quad (\text{A.2})$$

onde M_w corresponde à massa molecular da mistura, $V(\%)_i$ à fracção volúmica do composto i , em percentagem, e M_i à massa molecular do composto, com o mesmo índice, calculada a partir da expressão (A.1).

Após o cálculo da massa molar da mistura, é calculada a densidade relativa (ou gravidade específica) da mesma, a partir da expressão (A.3)

$$SG = \frac{M_w}{28,966} \quad (\text{A.3})$$

Onde o valor 28,966 representa a massa molecular do ar atmosférico. A gravidade específica da mistura é representada como SG , de modo a que a sua designação seja coerente com a tabela de referência da bibliografia, adaptada na tabela A.3.

Desta forma, o valor obtido através da expressão (A.3) permitirá retirar os valores dos índices numéricos da tabela A.3, necessários ao cálculo do calor específico a pressão constante do gás considerado, como exposto por Moshfeghian (2009), segundo a expressão (A.6).

Tabela A.3 Índices numéricos para o cálculo do calor específico do gás natural, adaptado de Moshfeghian (2009)

SG	a	b	c	d	e	f
0,60	0,9426	1,0106	-0,5260	2,1512	1,0140	0,0155
0,65	1,1684	1,0123	-0,6476	2,1436	1,0146	0,0188
0,70	0,2633	1,0200	-0,7330	2,2486	1,0146	0,0204
0,75	1,8455	1,0194	-1,0665	2,1972	1,0148	0,0246
0,80	0,0133	1,0053	0,3912	2,1488	1,0155	0,0234

De modo a retirar os valores da tabela A.3, a partir do valor da gravidade específica do gás considerado, obtido através da expressão (A.3), irá recorrer-se a uma interpolação polinomial, nomeadamente ao método de Lagrange, cuja descrição detalhada é feita por Quarteroni et al. (2010).

Este método utiliza o polinómio de Lagrange para efeitos de interpolação e pode ser obtido o valor de cada índice através da sua definição, equações (A.4) e (A.5).

$$P(x) = \sum_{i=0}^n Y_i L_i(x) \quad (\text{A.4})$$

$$L_i(x) = \prod_{j=0, j \neq i}^n \frac{x - x_j}{x_i - x_j} \quad (\text{A.5})$$

Onde, neste caso em específico, x representa o valor de SG que está a ser interpolado, Y representa o índice, de a a f , que se está a interpolar, e i , o ponto (entrada da tabela) correspondente ao logaritmo de base Lagrange correspondente.

Obtidos os valores dos índices numéricos da tabela A.3, é possível aplicar a expressão numérica (A.6), para o cálculo do calor específico do gás, segundo Moshfeghian (2009).

$$c_p = [ab^T T^c + de^P P^f] \left(\frac{SG}{0,60} \right)^{0,025} \quad (\text{A.6})$$

Onde a pressão e a temperatura serão introduzidas em °C e MPa, respectivamente, ao invés das unidades SI.

Após os cálculo de c_p , é, também, possível calcular outras propriedades do gás relevantes para aplicação do modelo.

A constante específica do gás, r , pode ser calculada a partir do quociente entre a constante universal dos gases perfeitos, R , e a massa molecular do gás, M_w , como apresentado na expressão (A.7).

$$r = \frac{R}{M_w} \quad (\text{A.7})$$

Com os resultados obtidos das expressões (A.6) e (A.7), pode calcular-se o calor específico a volume constante do gás considerado, a partir da expressão (A.8), que resulta de um rearranjo da definição de constante específica do gás.

$$c_v = c_p - r \quad (\text{A.8})$$

Calculados ambos os calores específicos do gás, pode calcular-se o índice adiabático do gás, γ , através da sua definição, expressão (A.9)

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (\text{A.9})$$

Por fim, pode, também, calcular-se a massa específica do gás (A.10), através de uma ligeira manipulação da equação de estado (3.25).

$$\rho = \frac{P}{rT} \quad (\text{A.10})$$

Com isto conclui-se o cálculo das propriedades do gás natural considerado, estando, desta forma, calculados os calores específicos do gás, bem como o seu índice adiabático, constante específica e massas molecular e específica.

A.2 Cálculos Efectuados e Resultados

Gás Natural e cálculo de propriedades

Gás Natural	Número molar	Massa molecular
Constituinte	mol (%)	Mw (kg/kmol)
Metano (CH ₄)	94,9514	16,05
Etano (C ₂ H ₆)	2,5857	30,08
Propano (C ₃ H ₈)	0,4257	44,11
i – Butano (C ₄ H ₁₀)	0,0743	58,14
n – Butano (C ₄ H ₁₀)	0,0757	58,14
i – Pentano (C ₅ H ₁₂)	0,0286	72,17
n – Pentano (C ₅ H ₁₂)	0,0100	72,17
n – Hexano (C ₆ H ₁₄)	0,0000	86,2
Azoto (N ₂)	0,6029	28,02
Dióxido de Carbono (CO ₂)	1,2457	44,01
Σ	100,000	-
Massa molecular (kg/kmol)	17,037	-
Densidade relativa	0,588	-
n (kmol/kg)	0,059	-

T in °C, P in MPa, and Cp in kJ/kg·°C (0.10 to 20 MPa)										
Gas SG	a	b	c	d	E	f	AAPD	MAPD	T range, °C	NPT
0.60	0.9426	1.0106	-0.5260	2.1512	1.0140	0.0155	3.43	12.10	15 to 200	150
0.65	1.1684	1.0123	-0.6476	2.1436	1.0146	0.0188	3.94	16.05	15 to 200	150
0.70	0.2633	1.0200	-0.7330	2.2486	1.0146	0.0204	4.39	20.44	20 to 200	147
0.75	1.8455	1.0194	-1.0665	2.1972	1.0148	0.0246	4.83	22.88	30 to 200	139
0.80	0.0133	1.0053	0.3912	2.1488	1.0155	0.0234	4.45	21.34	40 to 200	129
Overall							4.21	22.88		715
Gas SG	a	b	c	d	E	f	AAPD	MAPD	T range, °C	NPT
0.60-0.8	0.90	1.014	-0.700	2.170	1.015	0.0214	4.34	23.19	See above	715
T in °F, P in Psia/1000, and Cp in Btu/lbm·°F (14.5 to 2900 Psia)										
Gas SG	a	b	c	d	E	f	AAPD	MAPD	T range, °F	NPT
0.60	1.1231	1.0057	-0.7351	0.5126	1.1032	0.0161	3.43	12.35	59 to 392	150
0.65	1.9309	1.0068	-0.9104	0.5170	1.1075	0.0195	3.94	16.31	59 to 392	150
0.70	1.6987	1.0108	-1.2230	0.5506	1.1062	0.0209	4.39	20.27	68 to 392	147
0.75	8.7046	1.0108	-1.4945	0.5437	1.1079	0.0250	4.83	22.83	86 to 392	139
0.80	0.0014	1.0030	0.4652	0.5372	1.1118	0.0235	4.45	21.30	104 to 392	129
Overall							4.21	22.83		715
Gas SG	a	b	c	d	E	f	AAPD	MAPD	T range, °F	NPT
0.60-0.8	1.15	1.008	-0.944	0.533	1.110	0.0216	4.34	23.61	See above	715

$$C_p = \left[ab^T T^c + de^P P^f \right] \left(\frac{SG}{0.60} \right)^{0.025}$$

Gás Natural	In	Out	média
Temperatura T (°C)	50,0	-9,3	20,3
Temperatura T (K)	323,2	263,8	293,5
Pressão P (kPa)	780	350	565
Massa molar do gás (kg/kmol)	17,037	17,037	17,037
R (kJ/kmol.K)	8,31446210	8,31446210	8,31446210
Factor de compressibiliade (Z)	1	1	1
r (kJ/kg.K)	0,4880099	0,4880099	0,4880099
ρ_1 (GN Tadm) kg/m ³	4,946	2,719	3,945
a	-0,5079	n/a	-0,5079
b	1,0134	n/a	1,0134
c	-0,2564	n/a	-0,2564
d	2,2364	n/a	2,2364
e	1,0136	n/a	1,0136
f	0,0129	n/a	0,0129
Cp (kJ/kg.K)	1,8890847	n/a	1,9284036
Cv (kJ/kg.K)	1,4010748	n/a	1,4403937
Cp/Cv	1,3483111	n/a	1,3388031

Interpolação polinomial

SG	a	b	c	d	e	f
0,60	0,9426	1,0106	-0,5260	2,1512	1,0140	0,0155
0,65	1,1684	1,0123	-0,6476	2,1436	1,0146	0,0188
0,70	0,2633	1,0200	-0,7330	2,2486	1,0146	0,0204
0,75	1,8455	1,0194	-1,0665	2,1972	1,0148	0,0246
0,80	0,0133	1,0053	0,3912	2,1488	1,0155	0,0234

SG \equiv x							
0,588	Li(x)	Li(x)*a	Li(x)*b	Li(x)*c	Li(x)*d	Li(x)*e	Li(x)*f
1	1,579112	1,488471	1,595851	-0,83061	3,396987	1,60122	0,024476
2	-1,20695	-1,4102	-1,22179	0,78162	-2,58722	-1,22457	-0,02269
3	1,000832	0,263519	1,020848	-0,73361	2,25047	1,015444	0,020417
4	-0,46105	-0,85086	-0,46999	0,491708	-1,01301	-0,46787	-0,01134
5	0,088053	0,001171	0,08852	0,034446	0,189209	0,089418	0,00206
SG = 0,588		-0,5079	1,0134	-0,2564	2,2364	1,0136	0,0129
		a	b	c	d	e	f

Apêndice B

Aplicação do Modelo Desenvolvido ao Caso de Estudo

```
%Preâmbulo:
clear;
clc;
format short e;

%Dados da instalação:
P1 = 0.78*10^6; %Pa
T1 = 50+273.15; %K
P2 = 0.35*10^6; %Pa
cVol = 10*10^3; %m^3/h
N = 1500; %rpm

%Valores assumidos:
thetaw = 2*pi; %rad
z = 4; %lôbulos

%Propriedades do gás (Calculadas no Anexo A):
R = 8.314; %J/mol.K
Mw = 17.037*10^(-3); %kg/mol
cp = 1.928*10^3; %J/kg.K
r = 0.488*10^3; %J/kg.K
gamma = 1.339; %adim.

%Relações e cálculos auxiliares:
Nrad = N.*(2*pi./60); %rad/s
rho0 = 101325./(r.*273.15); %kg/m^3
M = (cVol.*rho0.*60)/(3600*z.*N); %kg/lôbulos
n = M./Mw; %mol
T2 = T1.*(P2./P1).^((gamma.-1)/gamma); %K
V1 = (n.*R.*T1)/P1; %m^3
V2 = (n.*R.*T2)/P2; %m^3
```

```

%%Modelo matemático.
%Simplificações:
dT = T1.-T2; %K
dV = (V2.-V1)./thetaw; %m^3

%Variáveis de integração:
pts = 500; %Nº de pontos das curvas.
theta = linspace(0,thetaw,pts); %rad
omega = linspace(0,Nrad,pts); %rad/s

%Integração da expressão:
T = T1.-(T1.-T2).*(theta./thetaw); %K
V = (V2.-V1).*(theta./thetaw).+V1; %m^3
x = (M.*z.*cp.*dT./pi).-(n.*R.*T./V).*dV; %J/rad
e = trapz(theta,x)./thetaw; %J/revolução
w = omega.*e; %W
%Curvas auxiliares:
P = (n.*R.*T)./V; %Pa
rho = P./(r.*T); %kg/m^3

%%Resultados.
%Resultados numéricos.
e,
Pot=w(pts),
%%PotM=w(pts), %Apenas para o caso do modelo independente
da geometria!

%Perfil da energia extraída em função da posição angular
do rotor.
figure(1)
plot(theta,x)
title('Expansor parafuso: e (\theta)')
set(gca,'XTick',0:pi/2:2*pi)
set(gca,'XTickLabel',{'0','\pi/2','\pi','3\pi/2','2\pi'})
xlim([0,2*pi])
xlabel('\theta [rad]')
ylabel('e/\theta [J/rad]')
grid

%Perfil da potência debitada pela máquina em função da
velocidade angular.
figure(2)
plot(omega,w)
title('Expansor parafuso: W_{termo.} (\omega)')
xlim([0,Nrad])
xlabel('\omega [rad/s]')
set(gca,'yticklabel',num2str(get(gca,'ytick'),'%.e|'))
ylabel('W_{termo.} [W]')

```

```

grid

%Perfil de temperatura em função da posição angular do
    rotor.
figure(3)
plot(theta,T)
title('Expansor parafuso: T (\theta)')
set(gca,'XTick',0:pi/2:2*pi)
set(gca,'XTickLabel',{'0','\pi/2','\pi','3\pi/2','2\pi'})
xlim([0,2*pi])
xlabel('\theta [rad]')
ylabel('T [K]')
grid

%Perfil do volume interno dos lóbulos em função da
    posição angular do rotor.
figure(4)
plot(theta,V)
title('Expansor parafuso: V (\theta)')
set(gca,'XTick',0:pi/2:2*pi)
set(gca,'XTickLabel',{'0','\pi/2','\pi','3\pi/2','2\pi'})
xlim([0,2*pi])
xlabel('\theta [rad]')
set(gca,'yticklabel',num2str(get(gca,'ytick'),'%.1e|'))
ylabel('V [m^3]')
grid

%Perfil da Pressão do fluido em função da posição angular
    do rotor.
figure(5)
plot(theta,P)
title('Expansor parafuso: P (\theta)')
set(gca,'XTick',0:pi/2:2*pi)
set(gca,'XTickLabel',{'0','\pi/2','\pi','3\pi/2','2\pi'})
xlim([0,2*pi])
xlabel('\theta [rad]')
set(gca,'yticklabel',num2str(get(gca,'ytick'),'%.e|'))
ylabel('P [Pa]')
grid

%Perfil da massa específica do fluido, em função da
    posição angular do rotor.
figure(6)
plot(theta,rho)
title('Expansor parafuso: \rho (\theta)')
set(gca,'XTick',0:pi/2:2*pi)
set(gca,'XTickLabel',{'0','\pi/2','\pi','3\pi/2','2\pi'})
xlim([0,2*pi])

```

```

xlabel('\theta [rad]')
ylabel('\rho [kg/m^3]')
grid

%Diagrama PV relativamente ao ciclo de uma rotação.
figure(7)
plot(V,P)
title('Expansor parafuso: Diagrama P-V')
set (gca, xticklabel, num2str (get (gca, xtick), '%.1e|'))
xlabel('V [m^3]')
set (gca, yticklabel, num2str (get (gca, ytick), '%.e|'))
ylabel('P [Pa]')
grid
xl= get(gca, 'xlim');
hold on
plot([xl(1),V(end) ],[P(end),P(end)], '--',color, 'black')
plot([xl(1),V(1) ],[P(1),P(1)], '--',color, 'black')
hold off
xlim(xl)

%Diagrama P-rho relativamente ao ciclo de uma rotação.
figure(8)
plot(P,rho)
title('Expansor parafuso: P-\rho')
set (gca, xticklabel, num2str (get (gca, xtick), '%.1e|'))
xlabel('P [Pa]')
ylabel('\rho [kg/m^3]')
grid

%Save de resultados para scripts posteriores.
save('Screw.mat');
%%save (-append,Screw.mat, PotM); %Apenas para o caso do
    modelo independente da geometria!

```

Apêndice C

Análises de sensibilidade

C.1 Análise de Sensibilidade ao Número de Lóbulos

```
%Preâmbulo:
clear;
clc;
format short e;

%Carregamento de valores e perfis obtidos do modelo:
load('Screw.mat');

%Análise de sensibilidade em função de z:
thetaw = 2*pi;
z = linspace(2,8,7); %Número de lóbulos.

for sz = 1:7
    %Propriedades afectadas pela variação.
    M = (cVol.*rho0.*60)/(3600*z(sz).*N); %kg/lóbulo
    n = M./Mw; %mol
    V1 = (n.*R.*T1)/P1; %m^3
    V2 = (n.*R.*T2)/P2; %m^3
    theta = linspace(0,thetaw,pts); %rad |Fix. thetaw.|
    dV = (V2.-V1)./thetaw; %m^3
    T = T1.-(T1.-T2).*(theta./thetaw); %K |Fix. thetaw.|
    V = (V2.-V1).*(theta./thetaw).+V1; %m^3
    %Cálculo da potência função de z.
    x = (M.*z(sz).*cp.*dT./pi).-(n.*R.*T./V).*dV; %J/rad
    e(sz) = trapz(theta,x)./thetaw; %J/revolução
    w = Nrad.*e; %W
end
;

%%Resultados.
%Resultados numéricos.
z,Pot=w,
```

```
%Erros absolutos e relativos.
for i = 1:sz-1
    dW(i) = w(i+1)-w(i);
    dWr(i) = 100*dW(i)/w(i+1);
end
dW,dWr,

%Variação gráfica.
figure(1)
plot(z,w,'*')
title('Expansor parafuso: W_{termo.}(z_1)')
xlabel('z_1')
set(gca, yticklabel, num2str (get (gca, ytick), '%.2e|'))
ylabel('W_{termo.} [W]')
grid
```

C.2 Assíntota do Número de Lóbulos

```

%Preâmbulo:
clear all;
clc;
format short e;

%Carregamento de valores e perfis obtidos do modelo:
load('Screw.mat');

%%Primeira iteração:
w = 0;
waux(1) = 0;
sz = 2;
z(sz) = sz;
%Propriedades afectadas pela variação do número de
  lóbulos.
M = (cVol.*rho0.*60)/(3600*z(sz).*N); %kg/lóbulo
n = M./Mw; %mol
V1 = (n.*R.*T1)/P1; %m^3
V2 = (n.*R.*T2)/P2; %m^3
dV = (V2.-V1)./thetaw; %m^3
V = (V2.-V1).*(theta./thetaw).+V1; %m^3
%Cálculo da potência função de z.
x = (M.*z(sz).*cp.*dT./pi).-(n.*R.*T./V).*dV; %J/rad
e(sz) = trapz(theta,x)./thetaw; %J/revolução
waux(sz) = Nrad.*e(sz); %W

%%Adição sucessiva de iterações
while (100*(waux(sz)-waux(sz-1))/waux(sz) > 0.01)
  sz = sz+1;
  z(sz) = sz;
  M = (cVol.*rho0.*60)/(3600*z(sz).*N); %kg/lóbulo
  n = M./Mw; %mol
  V1 = (n.*R.*T1)/P1; %m^3
  V2 = (n.*R.*T2)/P2; %m^3
  dV = (V2.-V1)./thetaw; %m^3
  V = (V2.-V1).*(theta./thetaw).+V1; %m^3
  %Cálculo da potência função de z.
  x = (M.*z(sz).*cp.*dT./pi).-(n.*R.*T./V).*dV; %J/rad
  e(sz) = trapz(theta,x)./thetaw; %J/revolução
  waux(sz) = Nrad.*e(sz); %W
end
for i = 1:sz-1
  w(i) = waux(i+1);
end

%%Resultados.
%Resultados numéricos.

```

```
z(end),w(end)
```

```
%Variação gráfica.
```

```
figure(1)
```

```
plot(w, '*')
```

```
title('Expansor parafuso: W_{termo.}(z_1)')
```

```
xlabel('z_1')
```

```
set(gca, yticklabel, num2str (get (gca, ytick), '%.2e|'))
```

```
ylabel('W_{termo.} [W]')
```

```
grid
```

C.3 Análise de Sensibilidade ao Ângulo de Abraçamento

```

%Preâmbulo:
clear;
clc;
format short e;

%Carregamento de valores e perfis obtidos do modelo:
load('Screw.mat');

%Análise de sensibilidade em função de thetaw:
z = 4;
thetaw = linspace(pi,3*pi,720); %Variação de theta_wrap.

for tw = 1:720
    %Propriedades afectadas pela variação do ângulo de
    rotação.
    M = (cVol.*rho0.*60)/(3600*z.*N); %kg/lóbulo |Fix. z|
    n = M./Mw; %mol |Fix. z|
    V1 = (n.*R.*T1)/P1; %m^3 |Fix. z|
    V2 = (n.*R.*T2)/P2; %m^3 |Fix. z|
    theta = linspace(0,thetaw(tw),pts); %rad
    dV = (V2-V1)./thetaw(tw); %m^3
    T = T1.-(T1.-T2).*(theta./thetaw(tw)); %K
    V = (V2.-V1).*(theta./thetaw(tw)).+V1; %m^3
    %Cálculo da potência função de thetaw.
    x = (M.*z.*cp.*dT./pi).-(n.*R.*T./V).*dV; %J/rad
    e(tw) = trapz(theta,x)./thetaw(tw); %J/revolução
    w = Nrad.*e; %W
end

%%Resultados.
%Resultados numéricos.
Theta_w=[rad2deg(thetaw(1)),rad2deg(thetaw(180)),rad2deg(
    thetaw(360)),rad2deg(thetaw(540)),rad2deg(thetaw(720))
    ],
Pot=[w(1),w(180),w(360),w(540),w(720)],

%Erros absolutos e relativos.
for i = 1:4
    dPot(i) = Pot(i+1)-Pot(i);
    dPotr(i) = 100*dPot(i)/Pot(i+1);
end
dPot,dPotr,

%Variação gráfica.
figure(1)

```

```
plot(w)
title('Expansor parafuso: W_{termo.}(\theta_w)')
set(gca, 'XTick', 0:180:720)
set(gca, 'XTickLabel', {'\pi', '3\pi/2', '2\pi', '5\pi/2', '3\pi'})
xlim([0,720])
xlabel('\theta_w')
set(gca, yticklabel, num2str (get (gca, ytick), '%.2e|'))
ylabel('W_{termo.} [W]')
grid
```

C.4 Assíntota do Ângulo de Abraçamento

```

%Preâmbulo:
clear all;
clc;
format short e;

%Carregamento de valores e perfis obtidos do modelo:
load('Screw.mat');

%%Primeira iteração:
w = 0;
waux(1) = 0;
tw = 2;
thetaw(tw) = pi;
%Propriedades afectadas pela variação do ângulo de
    rotação.
theta = linspace(0,thetaw(tw),pts); %rad
dV = (V2-V1)./thetaw(tw); %m^3
T = T1.-(T1.-T2).*(theta./thetaw(tw)); %K
V = (V2.-V1).*(theta./thetaw(tw)).+V1; %m^3
%Cálculo da potência função de thetaw.
x = (M.*z.*cp.*dT./pi).-(n.*R.*T./V).*dV; %J/rad
e(tw) = trapz(theta,x)./thetaw(tw); %J/revolução
waux(tw) = Nrad.*e(tw); %W

%%Adição sucessiva de iterações:
while (100*(waux(tw)-waux(tw-1))/waux(tw) > 0.01)
    tw = tw+1;
    thetaw(tw)=thetaw(tw-1)+pi/2;
    theta = linspace(0,thetaw(tw),pts); %rad
    dV = (V2-V1)./thetaw(tw); %m^3
    T = T1.-(T1.-T2).*(theta./thetaw(tw)); %K
    V = (V2.-V1).*(theta./thetaw(tw)).+V1; %m^3
    %Cálculo da potência função de thetaw.
    x = (M.*z.*cp.*dT./pi).-(n.*R.*T./V).*dV; %J/rad
    e(tw) = trapz(theta,x)./thetaw(tw); %J/revolução
    waux(tw) = Nrad.*e(tw); %W
end
for i = 1:tw-1
    w(i) = waux(i+1);
end

%%Resultados.
%Resultados numéricos.
rad2deg(thetaw(end)),thetaw(end),w(end)

%Variação gráfica.

```

```
figure(1)
plot(w, '--*')
title('Expansor parafuso: W_{termo.}(\theta_w)')
set(gca, 'XTick', 0:8:64)
set(gca, 'XTickLabel', {'0', '4\pi', '8\pi', '12\pi', '16\pi', '20\pi', '24\pi', '28\pi', '32\pi'})
xlim([0,64])
xlabel('\theta_w')
set (gca, yticklabel, num2str (get (gca, ytick), '%.2e|'))
ylabel('W_{termo.} [W]')
grid
```

Apêndice D

Análise Exergética

D.1 Metodologia de Cálculo

A análise exergética centra-se nos princípios da segunda lei da termodinâmica ao calcular o trabalho máximo disponível a retirar do processo. Este estudo avalia as condições do processo tendo em conta a sua envolvente e contabilizando irreversibilidades, cuja diferença entre estas e a energia disponível no processo resulta da análise energética.

A análise do processo de expansão do gás natural, por meio de um expansor do tipo parafuso, é realizada considerando-se o fluxo exergético que atravessa um sistema aberto (expansor), como se demonstra na figura D.1, e segundo os trabalhos de Çengel e Boles (2014) e Bader e Kissack (2000).

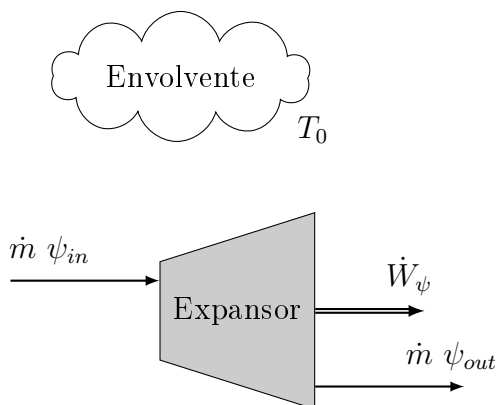


Figura D.1 Balanço exergético do expansor

Tal como na análise energética, pode considerar-se que as contribuições cinética e potencial, bem como as contribuições atômicas e químicas, são desprezáveis para a análise exergética. Contudo, e por oposição à energia, nesta análise, não será considerada qualquer troca de calor. Uma vez que a análise exergética representa a situação onde o trabalho retirado de um processo é máximo, este deve ser realizado conforme as suas condições ideais de funcionamento, o que para o caso de uma expansão será a condição adiabática entre a máquina e o ambiente, eliminando-se desta forma qualquer troca de calor com o exterior.

Assim, e como representado pelo balanço realizado na figura D.1, apenas as trocas exergéticas realizadas a partir do fluxo de gás que atravessa o expansor são consideradas.

Desta forma, é possível descrever o balanço exergético do processo, definindo o expansor como o volume de controlo, traduzindo-se o balanço representado na figura D.1, na expressão (D.1b), que o descreve.

$$\dot{m}\psi_2 - \dot{W}_\psi = \dot{m}\psi_1 \Leftrightarrow \quad (\text{D.1a})$$

$$\Leftrightarrow \dot{W}_\psi = \dot{m}(\psi_{in} - \psi_{out}) \quad (\text{D.1b})$$

Quanto à exergia transportada pelo fluxo de massa, que atravessa a máquina, define-se, à semelhança da energia, que o caudal mássico transporta o fluido dotado de determinada propriedade ϕ . No caso de uma análise exergética esta propriedade é, usualmente, designada por ψ , para um sistema aberto (Çengel e Boles, 2014), e consiste, num determinado estado, na energia total do fluido, subtraída da qualidade energética do mesmo, expressão (D.2).

$$\psi_x = h_x - T_0 s_x \quad (\text{D.2})$$

Onde ψ representa a energia máxima disponível (exergia) do fluido, h a entalpia específica do fluido, T_0 a temperatura da envolvente, e s a entropia do fluido. Todas estas, exceptuando a temperatura ambiente, no estado (ponto), de índice x , onde o fluido se encontra.

Por fim, definido o fluxo exergético trocado durante o processo de expansão, é possível desenvolver os fluxos exergéticos, genéricos, contidos na expressão (D.1b), a partir da expressão (D.2), para o fluxo de entrada e o de saída do expansor, resultando a equação (D.3).

$$\dot{W}_\psi = \dot{m}[(h_{in} - h_{out}) - T_0(s_{out} - s_{in})] \quad (\text{D.3})$$

Desta forma fica assim descrita, a partir do balanço exergético do processo, a expressão para potência máxima disponível a ser extraída pelo expansor.

D.1.1 Cálculos Auxiliares

De modo a calcular a potência máxima disponível no processo de expansão do gás natural, será necessário calcular, primeiro, as entalpias, entropias, ou as suas respectivas diferenças, entre ambos os estados de entrada e saída do expansor, bem como o caudal mássico que o atravessa.

Contudo, a metodologia a utilizar conduzirá a dois resultados para esta mesma potência, uma vez que para o cálculo das entalpias, entropias e suas respectivas diferenças, serão utilizados dois métodos de cálculo distintos.

O primeiro método corresponderá ao cálculo das diferenças entálpicas e entrópicas, de forma directa e analítica, assumindo o gás no interior do expansor como um

gás perfeito, segundo os métodos apresentados por Çengel e Boles (2014) e Bader e Kissock (2000).

O segundo método corresponde ao cálculo das entalpias e entropias à entrada e saída do expansor. Este cálculo baseia-se, por completo, no método numérico desenvolvido por Gord e Rahbari (2011), a partir da família de equações AGA8, para o cálculo de propriedades do gás natural. Este método calcula as propriedades reais¹ do gás, resultando num estudo mais aproximado à realidade, e menos limitado do que a assunção de um gás perfeito no interior do expansor.

Quanto aos dados utilizados para ambos os cálculos das propriedades acima referidas, bem como todo o cálculo exergético, são consideradas as propriedades do gás calculadas no apêndice A, tal como algumas propriedades previamente calculadas, resultantes da aplicação do modelo no apêndice B. Foram ainda consideradas as condições da linha apresentadas, do caso de estudo, na secção 4.1 Caso de Estudo. No que toca às propriedades da envolvente, considera-se que esta se encontra à temperatura ambiente de 21°C, $T_0 = 21^\circ\text{C}$.

Caudal Mássico

Ao conhecer o caudal volúmico que atravessa a linha, é possível calcular o caudal mássico que atravessa o expansor, através da expressão (3.55), desta vez rearranjada.

$$\dot{m} = \dot{V}_x \rho_x \quad (3.55 \text{ revista})$$

Novamente, será apenas necessário conhecer as condições da linha, no ponto, x , onde o caudal foi medido, por forma a calcular a respectiva massa específica do gás, no ponto de medição.

Diferenças Entálpicas e Entrópicas Ideais

De modo a calcular a exergia transportada pelo fluxo exergético, entre os pontos de entrada e saída da máquina, é necessário conhecer tanto a diferença entálpica como a diferença entrópica entre estes dois estados.

Uma vez considerando que o gás presente no processo se comporta como um gás perfeito, calculam-se as diferenças entálpica e entrópica através das expressões (D.4) e (D.5), respectivamente.

$$dh = \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) r T_{in} \left(1 - \frac{P_{out}^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)}}{P_{in}} \right) \quad (D.4)$$

$$ds = c_p \ln \left(\frac{T_{out}}{T_{in}} \right) - R \ln \left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right) \quad (D.5)$$

¹Os dados calculados desta forma são denominados como reais, uma vez que derivam de um método de cálculo numérico, aproximado por curvas empíricas, obtidas para vários tipos de gás natural, cujos resultados apresentam desvios médios absolutos, percentuais, inferiores a 6%, quando comparados com curvas de metano (Gord e Rahbari, 2011).

Através da equação dos gases perfeitos, é possível calcular directamente as diferenças encontradas nas expressões (D.4) e (D.5), apresentadas nas obras de Çengel e Boles (2014) e Gord e Rahbari (2011).

Por fim, o balanço exergético da equação (D.3), pode ver as diferenças entálpica e entrópica directamente substituídas pelas expressões (D.4) e (D.5), respectivamente, uma vez que cada uma se encontra adaptada à ordem da subtracção.

A consequência desta abordagem será o negligenciamento das libertações de energia relativas a mudanças de fase ocorridas durante o processo, bem como o consequente erro devido à não conformidade entre comportamento do gás real, comparativamente com o comportamento de um gás ideal.

Diferenças Entálpicas e Entrópicas Numéricas

Alternativamente à metodologia apresentada acima, pode calcular-se, o fluxo exergético, transportado pelo caudal de gás, considerando o comportamento do gás real. Desta forma realiza-se um segundo cálculo para as diferenças entálpicas e entrópicas reais do gás, segundo a metodologia desenvolvida por Gord e Rahbari (2011).

Este método calcula, entre outras propriedades, a entalpia e entropia do gás, de forma numérica, em função da sua massa molar, Pressão e temperatura no ponto em que se encontra, $f_x(M_w, P_x, T_x)$.

As propriedades de entrada da função servem para calcular funções de gravidade específica, pressão e temperatura, respectivamente (D.6), (D.7) e (D.8).

$$\gamma' = \frac{\gamma - 0,62541}{0,07894} \quad (D.6)$$

$$P' = \frac{P_x - 13}{7,3598} \quad (D.7)$$

$$T' = \frac{T_x - 300}{50} \quad (D.8)$$

Onde γ corresponde à gravidade específica, SG , calculada anteriormente em (A.3), P_x à pressão do gás no ponto medido, em MPa, e T_x à temperatura do gás no ponto medido, em K.

Quanto à propriedade a medir, é aplicada uma expressão numérica genérica, de duas possíveis, dependendo das propriedade a medir. No caso aplicado, ambas as duas expressões possíveis são aplicadas, de modo a calcular a entalpia e a entropias em cada ponto, respectivamente (D.9) e (D.10).

$$h(\gamma', P', T') = A_1(T', \gamma')P'^4 + A_2(T', \gamma')P'^3 + A_3(T', \gamma')P'^2 + A_4(T', \gamma')P' + A_5(T', \gamma') \quad (D.9)$$

$$s(\gamma', P', T') = A_1(T', \gamma')P'^6 + A_2(T', \gamma')P'^5 + A_3(T', \gamma')P'^4 + A_4(T', \gamma')P'^3 + A_5(T', \gamma')P'^2 + A_6(T', \gamma')P' + A_7(T', \gamma') \quad (D.10)$$

Onde, para ambas as expressões, os coeficientes A_i são calculados através da equação (D.11).

$$A_i(T', \gamma') = B_1(T')\gamma'^2 + B_2(T')\gamma' + B_3(T') \begin{cases} i \in [1; 5] \text{ no caso de h} \\ i \in [1; 7] \text{ no caso de s} \end{cases} \quad (\text{D.11})$$

Por sua vez, também os coeficientes B_j são calculados para ambas as expressões de igual forma, através da equação (D.12).

$$B_j(T') = C_1T'^2 + C_2T' + C_3 \quad (\text{D.12})$$

Em que, por sua vez, para cada propriedade, os coeficientes C encontram-se tabelados² por Gord e Rahbari (2011), para cada coeficiente B_j , pertencente a cada coeficiente A_i .

Finalmente, com o cálculo de cada propriedade, à entrada e saída do expensor, é possível realizar a substituição, directa, de cada valor na expressão (D.3), relativa ao balanço exerético.

A consequência desta abordagem será que, apesar de aproximada numérica e empiricamente ao comportamento real do gás natural, são tidas em conta as eventuais mudanças de fase ocorridas durante o processo, bem como um melhor ajuste do comportamento calculado, do gás, ao seu comportamento real.

D.1.2 Cálculo de Erros

Realizado o balanço exerético, poderão ser calculados os erros existentes entre o resultado obtido do modelo e cada balanço efectuado, bem como o erro relativo existente entre os dois balanços.

$$E_{\psi} = 100 \left(\frac{\dot{W}_{\psi_r} - \dot{W}_{\psi_i}}{\dot{W}_{\psi_r}} \right) \quad (\text{D.13})$$

$$E_{\psi_i} = 100 \left(\frac{\dot{W}_{\psi_i} - \dot{W}_{exp.}}{\dot{W}_{\psi_i}} \right) \quad (\text{D.14})$$

$$E_{\psi_r} = 100 \left(\frac{\dot{W}_{\psi_r} - \dot{W}_{exp.}}{\dot{W}_{\psi_r}} \right) \quad (\text{D.15})$$

Onde \dot{W}_{ψ_i} representa a potência total disponível no processo, considerando o gás como um gás perfeito e \dot{W}_{ψ_r} a potência total disponível no processo, considerando uma evolução real para o gás. Consequentemente, E_{ψ} representa o erro obtido entre os dois balanços exeréticos, E_{ψ_i} o erro obtido entre a potência obtida do modelo e

²Os valores destes coeficientes, para as propriedades calculadas, estão disponíveis nas secções D.3 Função para o Cálculo da Entalpia e D.4 Função para o Cálculo da Entropia, onde o código desenvolvido para cada função é disponibilizado.

o balanço exergético ideal, e E_{ψ_r} o erro obtido entre a potência obtida do modelo e o balanço exergético real.

D.2 Cálculos Efectuados

```

%Preâmbulo:
clear;
clc;
format short e;

%Carregamento de valores previamente calculados:
load('Screw.mat',
     'cVol','Mw','rho0','P1','T1','P2','R','r','cp','
     gamma','T2','PotM');

%Valores assumidos para a envolvente:
T0 = 25+273.15; %K

%Relações e cálculos auxiliares:
cMass = cVol*rho0/3600; %kg/s

%%Cálculo exergetico.
%Cálculo dos termos da expressão:
%Cálculo das diferenças ideais (Gases perfeitos):
dh = (gamma/(gamma-1))*r*T1*(1-(P2/P1)^((gamma-1)/gamma))
    ; %J/kg
ds = cp.*log(T2/T1)-R.*log(P2/P1); %J/kg.K
%Cálculo das diferenças reais (Gord e Rahbari, 2011):
dhr = Fh(Mw,P1,T1)-Fh(Mw,P2,T2); %J/kg
dsr = Fs(Mw,P2,T2)-Fs(Mw,P1,T1); %J/kg.K

%Cálculo do trabalho ideal:
Wi = cMass*(dh-T0*ds); %W
Wir = cMass*(dhr-T0*dsr); %W

%Cálculo de erros/desvios entre resultados:
ErroEx = 100*(Wir-Wi)/Wir; %%
ErroPi = 100*(Wi-PotM)/Wi; %%
ErroPir = 100*(Wir-PotM)/Wir; %%

%%Resultados.
Wi,
Wir,
ErroEx,
ErroPi,
ErroPir,

```

D.3 Função para o Cálculo da Entalpia

```

function [h] = Fh(Mw,P,T)

%Coeficientes C.
CBA(:,:,1) = [0.23536 -0.38033 0.19855 ; -0.78975 1.0733
              -0.32314 ; -3.0909 3.8865 -1.0332];
CBA(:,:,2) = [0.43936 -0.45315 -0.02597 ; -1.178 0.91628
              0.39662 ; -0.4224 -1.2654 2.6406];
CBA(:,:,3) = [-1.0239 2.0382 -1.8366 ; 3.2382 -4.843
              1.9398 ; 14.76 -21.626 12.979];
CBA(:,:,4) = [-1.1998 1.0624 1.6883 ; 3.5961 -2.8299
              -1.5916 ; -1.478 21.888 -67.311];
CBA(:,:,5) = [0.502 -5.578 6.565 ; -1.901 -6.156 -4.34 ;
              -19.34 167.9 -131.2];

%Estado.
gammaLinha = ((Mw*(10^3)/28.966)-0.62541)/0.07894; %adim.
PLinha = ((P*10^-6)-13)/7.3598; %P em [MPa]
TLinha = (T-300)/50; %T em [K]

%A's e B's.
for a = 1:5
    for b = 1:3
        B(a,b) = CBA(b,1,a)*TLinha^2+CBA(b,2,a)*TLinha+CBA(b
            ,3,a);
    end
    A(a) = B(a,1)*gammaLinha^2+B(a,2)*gammaLinha+B(a,3);
end

%Entalpia.
h = (A(1)*PLinha^4+A(2)*PLinha^3+A(3)*PLinha^2+A(4)*
    PLinha+A(5))*10^3; %J/kg

return

end

```

D.4 Função para o Cálculo da Entropia

```

function [s] = Fs(Mw,P,T)

%Coeficientes C.
CBA(:,:,1) = [-0.00033 0.000423 0.000261 ; 0.000743
              -0.001 -0.0026 ; 0.004234 -0.00473 0.022844];
CBA(:,:,2) = [-0.00099 0.001026 -0.00057 ; 0.003706
              -0.00349 0.003969 ; 0.003733 -0.00295 -0.03382];
CBA(:,:,3) = [0.002197 -0.003 0.000394 ; -0.00586
              0.007762 0.002631 ; -0.0282 0.032628 -0.04156];
CBA(:,:,4) = [0.004791 -0.00497 0.000461 ; -0.01618
              0.014682 -0.00114 ; -0.01318 0.005427 0.034677];
CBA(:,:,5) = [-0.00528 0.00878 -0.0037 ; 0.015066
              -0.02109 -0.00634 ; 0.07261 -0.09597 0.13997];
CBA(:,:,6) = [-0.00638 0.006062 -0.00097 ; 0.020652
              -0.01787 0.032951 ; -0.0032 0.068045 -0.45239];
CBA(:,:,7) = [0.00337 -0.0192 -0.17762 ; -0.00491 -0.0196
              0.47858 ; -0.11575 0.57495 -2.2514];

%Estado.
gammaLinha = ((Mw*(10^3)/28.966) -0.62541)/0.07894; %adim.
PLinha = ((P*10^-6) -13)/7.3598; %P em [MPa]
TLinha = (T-300)/50; %T em [K]

%A's e B's.
for a = 1:7
    for b = 1:3
        B(a,b) = CBA(b,1,a)*TLinha^2+CBA(b,2,a)*TLinha+CBA(b
            ,3,a);
    end
    A(a) = B(a,1)*gammaLinha^2+B(a,2)*gammaLinha+B(a,3);
end

%Entropia.
s = (A(1)*PLinha^6+A(2)*PLinha^5+A(3)*PLinha^4+A(4)*
    PLinha^3+A(5)*PLinha^2+A(6)*PLinha+A(7))*10^3; %J/(kg*
    K)

return

end

```


Apêndice E

Introdução de Rendimentos no Modelo

```
%Preâmbulo:
clear;
clc;
format short e;

%Dados da instalação:
P1 = 0.78*10^6; %Pa
T1 = 50+273.15; %K
P2 = 0.35*10^6; %Pa
cVol = 10*10^3; %m^3/h
N = 1500; %rpm
etaT = 0.685; %Adim.

%Valores assumidos:
thetaw = 2*pi; %rad
z = 4; %lóbulos
etaMec = 0.85; %Adim.
etaGer = 0.95; %Adim.

%Propriedades do gás (Calculadas no Anexo A):
R = 8.314; %J/mol.K
Mw = 17.037*10^(-3); %kg/mol
cp = 1.928*10^3; %J/kg.K
r = 0.488*10^3; %J/kg.K
gamma = 1.339; %adim.

%Relações e cálculos auxiliares:
Nrad = N.*(2*pi./60); %rad/s
rho0 = 101325./(r.*273.15); %kg/m^3
M = (cVol.*rho0.*60)/(3600*z.*N); %kg/lóbulo
n = M./Mw; %mol
T2i = T1.*(P2./P1).^((gamma.-1)/gamma); %K
```

```

T2 = T1-etaT*(T1-T2i); %K
V1 = (n.*R.*T1)/P1; %m^3
V2 = (n.*R.*T2)/P2; %m^3

%%Modelo matemático.
%Simplificações:
dT = T1.-T2; %K
dV = (V2.-V1)./thetaw; %m^3

%Variáveis de integração:
pts = 500; %Nº de pontos das curvas.
theta = linspace(0,thetaw,pts); %rad
omega = linspace(0,Nrad,pts); %rad/s

%Integração da expressão:
T = T1.-(T1.-T2).*(theta./thetaw); %K
V = (V2.-V1).*(theta./thetaw).+V1; %m^3
P = (n.*R.*T)./V; %Pa
rho = P./(r.*T); %kg/m^3
etaV = M./(V2.*rho); %adim.
x = (etaV.*M.*z.*cp.*dT./pi).-(n.*R.*T./V).*dV; %J/rad
e = trapz(theta,x)./thetaw; %J/revolução
w = omega.*e*etaMec*etaGer; %W

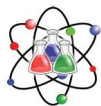
%%Resultados.
%Resultados numéricos.
e,
Pot=w(pts),
etaVmed=trapz(theta,etaV)./thetaw,

%Perfil de eficiência volumétrica.
figure(1)
plot(theta,etaV)
title('Expansor parafuso: \eta_V (\theta)')
set(gca, 'XTick',0:pi/2:2*pi)
set(gca, 'XTickLabel',{'0', '\pi/2', '\pi', '3\pi/2', '2\pi'})
xlim([0,2*pi])
xlabel('\theta [rad]')
yl= get(gca, 'ylim');
ylim([yl(1),1])
ylabel('\eta_V [Adim.]')
grid

```

Apêndice F

Publicação no Âmbito do Tema



Screw Expander for Energy Production in Natural Gas Pressure Reduction and Measurement Stations



João Reis, Jorge Mendonça e Costa and Nuno Soares Domingues*

Departamento de Engenharia Mecânica, Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, Portugal

Submission: February 27, 2018; **Published:** March 19, 2018

***Corresponding author:** Nuno Soares Domingues, Departamento de Engenharia Mecânica, Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, Lisboa, Portugal, Email: nndomingues@gmail.com

Abstract

The current energy paradigm requires a strong need not only to use sustainable energy sources but also to make better use of existing energy resources. This last category, represented, mainly, by fossil fuels, needs new and better practices where they are fully used. Within fossil fuels, natural gas has a relevant role, mainly because of its low levels of pollutant emissions, with respect to other fuels, and its abundance in nature and in coping with consumption variation. However, this resource is not fully utilized, since during natural gas pressure reduction processes a great amount of energy is wasted that otherwise could be harnessed and converted into electrical energy. The aim of this paper is to qualitatively define and evaluate the performance of a screw-type expansion machine to be installed in natural gas pressure reduction and measurement stations (GPRMS) in order to take advantage of the higher enthalpy level available in the gas in order to generate electrical energy during the expansion process. After a definition of the expander, it is intended to discuss if it exceeds the classical solution corresponding to a conventional turbine for the purpose of energy generation, allowing an effective response to the strong daily variation of flow in the gas line.

Keywords: Pressure reduction; Natural gas; Expansion; Screw expander; Energy

Introduction

The current process of natural gas pressure reduction leads to a loss of the gas total available energy, transforming its harvestable portion into heat, during the throttling process in the regulator valve used for the pressure reduction purpose. Using an expander, instead of a valve, induces a distinct pressure reduction process which leads to work production through the expander by means of a change in the flow's enthalpy, instead of a change in the flow's entropy as occurs in a valve throttling process [1-3].

Up till now the use of a turbine as the expander is the most common solution, if not the only one. This solution, as good as it may sound, presents its fair share of downsides resulting in a small application throughout the gas pressure reduction and measurement stations (from now on called simply by their acronym, GPRMS) worldwide. These downsides are mainly economic, and even the ones regarding the process or the expander, show themselves, ultimately, as economic. Therefore, in order to suppress some of the main disadvantages of the conventional turbine, we can adopt another machine, in an effort to completely harness natural gas pressure energy, thus rendering it more profitable and consequently increase its worldwide use. Efforts in study and implementation of screw machines as expanders may become a reality, provided that

these machines successfully surpass the disadvantages inherent to a turbine [4,5].

Literature Review

Literature about screw machines is very scarce, although some interest in these machines is starting to show. This is mostly due to the fact that until now most of the proprietor knowledge and data about these machines is out of the scope of academic institutions, worldwide, that do not promote their understanding and development. Additionally, building on the few published studies and information to this equipment, a big portion of printed material is not readily available in English, according to [6].

Despite the obstacles presented in the last paragraph there are still some insightful references about screw machines and the application of screw expanders in Organic Rankine Cycles (ORC's). In these fields of study, we would like to highlight two main authors, namely Ian Smith and Nikola Stosic whose work consists in a substantial amount of publications that provide ground knowledge to almost all the remaining authors that tackle this subject.

References [1] and [5] tackle some aspects of gas expansion power production and the main aspects to take into account,

though referring to turbines instead of screw expanders. Reference [2], shows an early work regarding screw expanders and its use in ORC cycles, by the main authors above referred.

Still regarding the two mentioned authors, references [4] and [6] show recent work, namely a paper regarding turbine vs screw expanders performance, again, in ORC cycles and their off-design performances, and a book encompassing a comprehensive mathematical approach to screw machines in general, respectively. This last one, aside for the authors life work, is personally considered as a huge contribution to screw machines public understanding and development, enabling new studies and publications about this subject. Last, but not least, reference [3] is a very insightful and enlightening work regarding the evolution of screw machines, mostly screw compressors, dwelling on their specific aspects and characteristics.

Screw Machines Technological Review

The performance of screw machines is highly connected to their own profiles and clearances, which combined define the machine's lobes. The lobes and the casing contain the working chambers- of variable volume-in this kind of machine. Due to its working process (and screws rotation), lobes create an unsteady volume throughout one screw rotation.

For this kind of machines, efficiency is directly affected by internal leakages (whether from lobe infiltrations, or from lobe leakages), as can be deduced from equation (1), (2) and (3), hence the work done per angle of rotation is defined not including mass flow, but discretizing mass flow by what comes in and out of the lobe, during the process, accounting for lobe leakages and infiltrations.

Before explaining what has permitted this kind of machines to flourish, there is a need to explain some of their most important aspects and details that influence their best performance. The first thing that has to be acknowledged is that each application has its own profile, meaning that not all natural gas expansions, regardless of the conditions use only one suitable profile, designed specifically to expand natural gas.

When referring to profile definition it is important to keep in mind that the global machine's profile accounts for the combination of male and female lobe combination and male and female rotor profile, thus leading to suction and discharge ports' profiles.

The profile definition must be carefully planned and all data regarding the process, must be well known for the profile is directly bound to the contact force between rotors, smoothness of torque transfer, lubricant film formation capacity, sealing line length, lobe volume and rotor manufacturing reproducibility.

As previously mentioned, clearances, of all physical features, are those which influence the process behavior the most, as

clearances allow paths for leakages which proved to be directly linked to efficiency.

Despite allowing leakages, clearances are necessary, namely nominal clearances at rest state (or 'at rest' leakages as stated in [3]). They prevent contact between rotors thus avoiding damage to themselves and the machine. On the one hand these clearances must be large enough to prevent harmful contact such as collisions or slide between rotors, promoting erosion, and on the other hand must be small enough to keep leakages to a minimum, since they affect efficiency.

Additionally nominal clearances must be considered to account for manufacturing imperfections, machining tolerances and deflections originating from various kinds of loads. These loads include pressure loads derived from the thermodynamic process occurring, causing rotors and bearings deflections, and thermal loads leading to rotors and casing deflections. These combined effects drastically change nominal clearances during the machine's operation. Keeping in mind what was stated about clearances, some rotor profiles may have complex defining curves, therefore the respect for machining tolerances, and accounting, for obvious machining imperfections can impair replication of the same profile in a large scale.

One of the main reasons why there is a growth in the uptake of screw machines, namely compressor screw machines, is the improvement in manufacturing technologies and tools. This improvement is responsible for large scale manufacturing of more complex and tolerance complying rotors and components for screw machines, in a more efficient and not so expensive way (Figure 1).

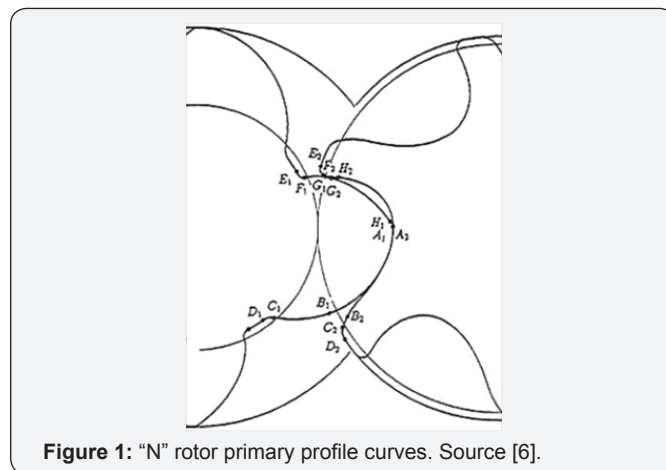


Figure 1: "N" rotor primary profile curves. Source [6].

Still regarding clearances, and make no mistake, all advances leading to screw machines growth and improvement end up in enhancing profile suitability and therefore clearances upgrade. The clearance between rotors should be as uniform as possible so the contact pattern between rotors can be as even as possible enabling good torque transfer with the least transmission error and energy losses thus allowing for minor and even rotor erosion, low levels of vibrations, or noise, leading to a long life

for screw machines internal components and preventing for uneven leakage paths along the screws which will surely affect machine performance along its length.

This last aim was achieved, aside from better component manufacturing, due to new technologies enhanced with bearings evolution. Despite bearings capacity for absorbing loads, their concentricity tolerances improved the clearance between rotors because manufacturing technologies presently allow more rigorous and tight tolerances (Figure 2). Therefore mass production of new, more efficient and reliable screw machines, conquered a new level of relevance in many industrial applications today.

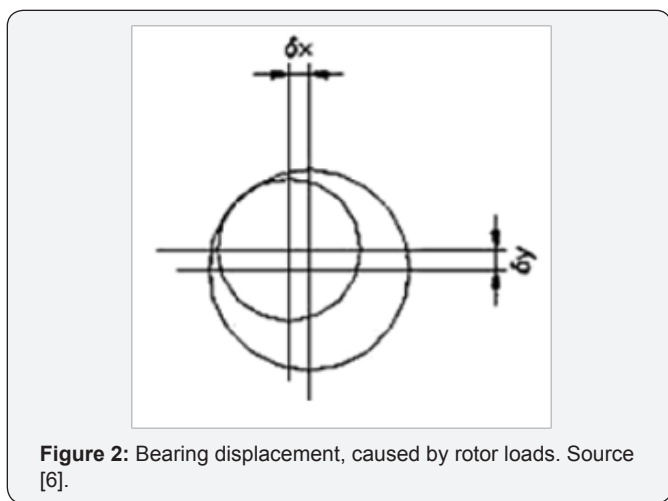


Figure 2: Bearing displacement, caused by rotor loads. Source [6].

Working Principle and Off-Design Operation

Screw expanders are volumetric machines, obeying to some specific behaviors, yet to be explained ahead in this section which are characteristic to this machine’s group. Assuming a one-dimensional flow through the machine it is possible to find, for a non-steady flow, the variation of internal energy, in each lobe of the machine and for the rotor angular position.

$$\omega \frac{du}{d\theta} = m_{inh_in} - m_{outh_out} + Q - \omega p \frac{dv}{d\theta} \quad (1)$$

$$m_{in} = m_{(sus.)} + m_{(inf.)} \quad (2)$$

$$m_{out} = m_{(dis.)} + m_{(leak.)} \quad (3)$$

In order to continue further in this section, there is a need to explain a particular situation occurring in screw machines. Therefore, it is important to briefly discuss rotation speed and its effects on screw machines efficiencies and work produced. As a volumetric machine, the increase in rotation speed means that mass flow increases as well but does not imply any changes in the process. This means that expansion process will stay the same regardless of rotor speed thus delivering the same amount of energy per unit mass. Rotation speed influences, though, the rate of mass transfer between consecutive lobes of the machine, therefore leakages and infiltrations. This translates in machine efficiency variation as leakages imply losses in the process that should be as low as possible. Higher speeds leave less time to

allow leakages to happen, opposite to lower speeds which leave more time for mass to exchange between lobes.

Rotation speed can, therefore, be related to mass flow through the following expression.

$$\omega \left(\frac{dm}{d\theta} \right) = m_{inh_in} - m_{outh_out} \quad (4)$$

With equation (4) and what was mentioned before, about rotation speed only affecting the volume transported through the machine, it is easy to conclude that when mass flow varies, the machine speed varies likewise. Now it becomes important to mention the main advantage to explore in screw expanders relatively to turbines regarding to this relation.

After a careful analysis of equation (1), it is possible to develop some interesting conclusions. Firstly, let’s divide the equation’s right hand side in three main terms. From left to right, there are three main terms, the energy term, the heat term and the “dynamic term” as it is going to be addressed in this paper. Secondly, let’s assume that the heat, per unit mass, released during the process only regards machine’s inlet and outlet conditions, not being influenced, in any way, by rotation speed.

Thirdly, being a volumetric machine, rotation speed has no influence in the process other than the volume transported through the machine. That being said, when the flow through the system varies with respect to the nominal design conditions, the energy term varies as well, thus influencing the work done by the machine. Yet, let’s say, if the flow rate lowers, regarding nominal conditions, rotor speed can lower since the need for flow (now introducing natural gas expansion cases) on the exiting end of the expander is lower.

This effect shows a kind of auto-compensation effect, once the energy term decreases with a lower mass flow rate, on the other hand the negative effect caused by the dynamic term is attenuated with the rotation speed adjustment, contributing to a more stable work production. Therefore, it can be expected that screw expanders are steadier machines regarding to work produced and operating process.

Screw Expanders in Natural Gas GPRMS

Aside from the classical throttling valve solution for natural gas pressure reduction, work can be extracted from an expander due to enthalpic variation, as characterized in Figures 3 & 4. In regard to expanders there are two options, namely a radial turbine or the screw expander.

As far as turbine solution goes there are only a few cost efficient stations, mainly due to high investment and maintenance costs, long down times due to natural gas required flow fluctuations with respect to nominal flow and a stronger need for pre-heating of natural gas, than the classical solution, due to higher temperature differences due to the nature of the process, yet again implicitly shown in Figures 3 & 4.

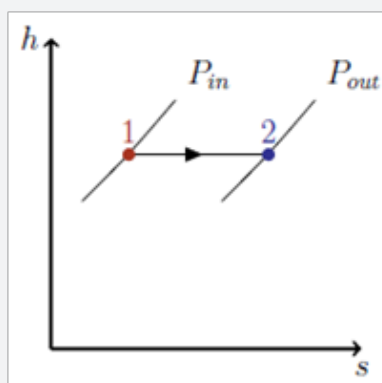


Figure 3: Ideally isenthalpic process (Throttling Valve)

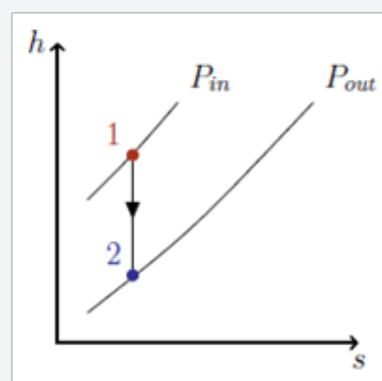


Figure 4: Ideally Isentropic process (Expander).

Despite what was said the main cause for turbines economic unfeasibility stems from the turbine's weak resistance to flow fluctuations, since the turbine's peak work production occurs for nominal design conditions, followed, by a sharp drop for off-design conditions. Furthermore when the flow is considerably lower than its nominal value, the equipment must stop, or if the flow is higher than its nominal value there must be a bypass with the classical valve. This situation calls for the classical solution, of the throttle valve, for the natural gas expansion, meaning long stop periods which are obviously disadvantageous both economically and energetically.

Alternatively to the turbine, the screw expander, though complex, presents some advantages which might mean a huge advantage and better and wider application and therefore a full replacement on both valve and turbine solutions.

Regarding to flow off-design conditions, these machines can cope with flow variations using their own capacity to adapt their rotation speed to instant flow variations. This speed adjustment is exactly the one explained in the previous section, in which the range of flow worth expanding through the machine is wider than in the case of a turbine. Screw expanders rotation speed, is only limited by two conditions, one defining a minimum machine's velocity, where leakages attain a maximum acceptable level, another defining its maximum velocity, where rotor tip speed is limited, by fluid mechanics, to sonic velocity. Therefore

these machines range might be defined by these two velocity conditions.

Another huge advantage of screw machines is their compatibility with two-phase flow processes. This is highly advantageous in natural gas expansion, where water vapour tends to condensate, setting all the requirements for hydrate formation, which is a problem for turbines and piping in general, since hydrates destroy, by erosion, turbine blades, and/or deposit, creating piping obstruction. This two or multi-phase work capacity allows for low or no need for pre-heating, or even a small reheating, since condensation is now allowed, reducing some boiler or CHP costs, or even widening the range of nearby exhaust gases or waste heat from nearby industries or applications that can be exploited free of charge. At the expander's exit might even be possible to purge some of the natural gas impurities condensed in this way.

Finally, screw expanders are dynamically well balanced machines since all their moving parts are rotational leading to minor vibrations and noise. Since these machines comprise a relatively low amount of parts, and the mean time between failure (MTBF) is directly linked to the machine's number of parts, screw expanders are globally more reliable machines. Additionally since screw machines rotors do not touch, or maintain long periods of contact, rotor erosion is very low. All these factors allow screw machines to have a long life period relying only on basic and therefore cheaper maintenance interventions.

Conclusion and Further Work

Screw machines are relatively recent in industry and energy applications, this demands further work to be done in order to openly understand and develop this new equipment that shows some advantages with respect to conventional expanders.

These machines can withstand a process involving two-phase flow and even flow fluctuations maintaining, to some extent, a steady work delivery. Furthermore screw expanders present a very low maintenance need keeping their operational costs to a minimum. In sum, not only screw expanders are reliable and low operational cost machines, they also maintain a steady production, contrary to regular turbines, therefore increasing energy production and profit.

As future work goes, the next step has to include a mathematical definition for the machine's profile to be solved simultaneously with a set of fluid mechanics and thermodynamics equations, like equations (1), for example, since profile and process optimization lead to a long and complex numerical study. This study will prove screw expanders behavior through flow fluctuations and frame a scenario of what to expect from screw expanders work production in natural gas expansion process.

References

1. Lehman B, Worrel E (2001) Electricity production from natural gas pressure recovery using expansion turbines. ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Industry, pp. 43-54.

- Smith IK, Stosic N, Aldis CA (1994) Lysholm machines as two-phase expanders. International Compressor Engineering Conference 975:61-66.
- Flemming JS, Tang Y, Cook G (1998) The twin helical screw compressor Pat 1: development, application and competitive position. I Mech E 212(5): 355-367.
- Read M, Smith IK, Stosic N, Kovacevic A (2016) Comparison of organic Rankine cycle systems under varying conditions using turbine and twin-screw expanders. Energies 9(8): 614.
- Rahman MM (2010) Power generation from pressure reduction in the natural gas supply chain in Bangladesh. Journal of Mechanical Engineering 41(2): 89-95.
- Stosic N, Smith IK, Kovacevic A (2005) Screw compressors: Mathematical Modelling and Performance Calculation, Springer-Verlag, Netherlands.



This work is licensed under Creative Commons Attribution 4.0 License
DOI: [10.19080/RAPSCI.2018.04.555644](https://doi.org/10.19080/RAPSCI.2018.04.555644)

**Your next submission with Juniper Publishers
will reach you the below assets**

- Quality Editorial service
- Swift Peer Review
- Reprints availability
- E-prints Service
- Manuscript Podcast for convenient understanding
- Global attainment for your research
- Manuscript accessibility in different formats
(Pdf, E-pub, Full Text, Audio)
- Unceasing customer service

Track the below URL for one-step submission

<https://juniperpublishers.com/online-submission.php>