CENTRO UNIVERSITÁRIO DA FEI

LUÍS HENRIQUE CYRILLO SANDER

SIMULAÇÃO TRANSIENTE DE UM EXPANSOR SCROLL UTILIZANDO MODELO TERMODINÂMICO E LINGUAGEM DE PROGRAMAÇÃO

São Bernardo do Campo 2022

LUÍS HENRIQUE CYRILLO SANDER

SIMULAÇÃO TRANSIENTE DE UM EXPANSOR SCROLL UTILIZANDO MODELO TERMODINÂMICO E LINGUAGEM DE PROGRAMAÇÃO

Dissertação de Mestrado, apresentada ao Centro Universitário da FEI, como parte dos requisitos necessários para obtenção do título de Mestre em Engenharia, orientado pelo Prof. Dr. Cyro Albuquerque Neto.

São Bernardo do Campo 2022

Sander, Luís Henrique Cyrillo. SIMULAÇÃO TRANSIENTE DE UM EXPANSOR SCROLL UTILIZANDO MODELO TERMODINÂMICO E LINGUAGEM DE PROGRAMAÇÃO / Luís Henrique Cyrillo Sander. São Bernardo do Campo, 2022.

127 p. : il.

Dissertação - Centro Universitário FEI. Orientador: Prof. Dr. Cyro Albuquerque Neto.

1. Expansor scroll. 2. simulador scroll. 3. modelo termodinâmico. I. Neto, Cyro Albuquerque, orient. II. Título.

Elaborada pelo sistema de geração automática de ficha catalográfica da FEI com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

APRESENTAÇÃO DE DISSERTAÇÃO ATA DA BANCA EXAMINADORA

Mestrado

Programa de Pós-Graduação Stricto Sensu em Engenharia Mecânica

PGM-10

Aluno(a): Luís Henrique Cyrillo Sander

Matrícula: 220101-0

Título do Trabalho: Simulação transiente de um expansor scroll utilizando modelo termodinâmico e linguagem de programação

Área de Concentração: Sistemas Mecânicos

Orientador(a): Prof. Dr. Cyro Albuquerque Neto

Data da realização da defesa: 08/09/2022

ORIGINAL ASSINADA

Avaliação da Banca Examinadora:

A banca aprovou a defesa por unanimidade. O aluno discutiu adequadamente os questionamentos apontados pelos membros da banca.

A Banca Julgadora acima-assinada atribuiu ao aluno o seguinte resultado:

APROVADO 🖂

REPROVADO 🗌

MEMBROS DA BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Cyro Albuquerque Neto

Prof^a Dr^a Izabela Batista Henriques

Prof. Dr. Julio Augusto Mendes da Silva

Aprovação do Coordenador do Programa de Pós-graduação

Prof. Dr. Rodrigo Magnabosco

AGRADECIMENTOS

Sou grato ao Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello por seu apoio, confiança e dedicação, que foram essenciais para o desenvolvimento deste trabalho. Obrigado por toda orientação e trocas de ideias, sempre muito proveitosas e que não se restringiram ao âmbito deste trabalho.

Ao meu orientador Dr. Cyro Albuquerque Neto, por aceitar conduzir este trabalho de pesquisa.

À minha família, por todo o incentivo, suporte e confiança.

Ao centro Universitário da FEI, pela concessão da bolsa de estudos para a realização desse curso de mestrado.

Gostaria também de agradecer aos membros da banca examinadora, pelas críticas construtivas.

RESUMO

Expansores do tipo scroll são indicados para ciclos de baixa potência, geralmente de até 10 kW. Nessa faixa de potencia, o uso do expansor scroll é interessante para geração de energia descentralizada, principalmente em duas aplicações: utilizando o Ciclo Orgânico de Rankine (ORC) para aproveitar as fontes de energia alternativas, de baixa temperatura, e no Armazenamento de Energia por Ar Comprimido (CAES), utilizado para amenizar o problema de intermitência na geração de energia com fonte solar e eólica. Ambas alternativas são soluções estudadas para diminuir o impacto ambiental causado pela geração de energia com combustíveis fósseis. Conseguir prever o funcionamento do expansor nesses ciclos é de grande importância, para garantir o máximo aproveitamento da energia disponível. Neste trabalho, um modelo termodinâmico determinístico é melhorado e utilizado para simular o uso de um protótipo de expansor scroll em aplicações com ar comprimido e fluidos orgânicos, considerando os efeitos das diferentes irreversibilidades causadas pela sub e sobre expansão, atrito, vazamentos internos, transferência de calor e bloqueio parcial do bocal de admissão. Este modelo foi validado com os resultados experimentais disponíveis na literatura revisada, sendo capaz de gerar resultados realistas e com um custo computacional muito menor quando comparado com as simulações CFD. O modelo validado mostrou-se útil quando aplicado na fase de projeto, para otimizar o parâmetros visando o máximo desempenho do expansor, como também para gerar resultados mais realistas em estudos de ciclos.

Palavras-chave: Expansor Scroll. Modelo termodinâmico. Modelo de expansor. Eficiência isentrópica.

ABSTRACT

Scroll expanders are suitable for low power cycles, generally up to 10 kW. In this range, the scroll expander is mainly used for decentralized energy generation, in two applications: using the Organic Rankine Cycle (ORC) to generate energy by alternative low-temperature energy sources and using the Compressed Air Energy Storage (CAES), to mitigate the problem of generated intermittence of energy with solar and wind source. Both alternatives are environmental solutions to lessen the impacts caused by generating energy with fossil fuel. Being able to predict the performance of the scroll expander in the cycles is important to achieve the maximum use of available energy. In this work, a deterministic model is adapted and used to simulate a scroll expander device in applications with compressed air and organic fluids, considering the effects of different irreversibilities caused by under and over expansion, friction, internal leakage, heat transfer and partial blockage of the inlet nozzle. This model was validated with the experimental results available in the reviewed literature, generating results with a lower computational cost than CFD simulation. The validated model proved to be useful when applied in the design stage, to optimize the parameters aiming at the maximum performance of the expander, as also to generate more realistic results in cycle studies.

Keywords: Scroll expander. thermodynamic model. Expander model. Isentropic efficiency

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 –	Consumo mundial de energia	19
Figura 2 –	Mapa com 3 tipos de aplicações de ORC com 3 tipos de expansores.	20
Figura 3 –	Princípio de funcionamento do expansor scroll	21
Figura 4 –	Vistas do expansor scroll com indicação das folgas tangenciais e radiais.	21
Figura 5 –	Configuração de um ORC básico e com recuperado de calor	25
Figura 6 –	Diagrama T-s do Ciclo de Rankine e do ORC	26
Figura 7 –	Diagrama T_{ev}/T_{cd} com mapa de aplicações do expansor scroll em ORC.	28
Figura 8 –	Esquema de funcionamento básico do CAES	29
Figura 9 –	Tipos de expansores	30
Figura 10 –	Esquema do expansor scroll.	31
Figura 11 –	Geometria de construção do expansor scroll.	32
Figura 12 –	Validação experimental da geometria scroll.	34
Figura 13 –	Principais componentes do protótipo de expansor scroll	34
Figura 14 –	Folgas e vazamentos da máquina scroll	35
Figura 15 –	Posição das paredes e dos eixos excêntricos intermediários em função	
	do ângulo de orbitação do expansor scroll	36
Figura 16 –	Selo de topo, esquema com os tipos de vazamento pelo selo de topo e	
	gráfico comparativo da perda para o selo inserido com interferência e	
	folga	37
Figura 17 –	Resultados obtidos por Lee et al. (2002)	38
Figura 18 –	Influência da pressão nas câmaras sobre os eixos intermediários	38
Figura 19 –	Diagrama teórico do processo de expansão com a influência das perdas	
	por sub-expansão (à esquerda) e sobre-expansão (à direita)	41
Figura 20 –	Efeitos da sub-expansão e sobre-expansão observados em simulação	
	CFD	42
Figura 21 –	Representação da câmara de admissão ao final da admissão	43
Figura 22 –	Diferentes designs utilizados na ponta do Scroll	43
Figura 23 –	Gráfico com o valor da perda de carga em função da vazão e posição	
	do scroll móvel.	44
Figura 24 –	Resultados experimentais do fator de preenchimento e eficiência isen-	
	trópica em função da rotação com e sem injeção de água.	45

Figura 25 –	Número de Mach e variação de pressão nas folgas internas do expansor	
	scroll, obtidos em simulação CFD 2D	46
Figura 26 –	Bocal convergente com extensão	47
Figura 27 –	Variação da pressão e vazão mássica em um bocal convergente	47
Figura 28 –	Comportamento do escoamento em um bocal convergente-divergente	
	para diferentes valores de contra pressão (P_{cp})	48
Figura 29 –	Resultados experimentais e dos modelos de vazamento obtidos por Lee	
	et al. (2002)	50
Figura 30 –	Resultados experimentais da eficiência isentrópica do expansor obtidos	
	por Declaye et al. (2013)	52
Figura 31 –	Resultados da eficiência de 2ª lei e do ORC obtidos por Declaye et al.	
	(2013)	53
Figura 32 –	Resultados experimentais obtidos por Lemort et al. (2009)	54
Figura 33 –	Fluxograma do processo de identificação dos parâmetros experimen-	
	tais do modelo de Lemort et al. (2009)	55
Figura 34 –	Influência das diferentes fontes de perda de efetividade isentrópica do	
	modelo de Lemort et al. (2009)	56
Figura 35 –	Resultados experimentais para 2 valores de folga tangencial obtidos	
	por Fanti et al. (2020)	57
Figura 36 –	Comparação do resultado obtido com a simulação CFD com folga tan-	
	gencial equivalente e o resultado experimental da vazão mássica do	
	expansor	59
Figura 37 –	Representação do modelo conceitual do expansor scroll	60
Figura 38 –	Diagrama de informações do modelo semi-empírico	60
Figura 39 –	Elementos identificados para transferência de calor do expansor	66
Figura 40 –	Influência da rotação e razão de pressão sobre a eficiência isentrópica	
	no modelo do expansor scroll	67
Figura 41 –	Influência da variação das folgas no modelo.	68
Figura 42 –	Volume nas câmaras em função do ângulo de orbitação	70
Figura 43 –	Área de vazamento tangencial e exemplo da sua localização no protó-	
	tipo de expansor scroll.	73
Figura 44 –	Resultado da simulação com folga tangencial equivalente à do protó-	
	tipo de expansor e o resultado experimental	73
Figura 45 –	Resultados do modelo para diferentes valores de folga tangencial	74

Figura 46 –	Influência do torque de atrito no protótipo de expansor	75
Figura 47 –	Potência calculada sem as perdas por vazamentos e atrito em compa-	
	ração com a potência isentrópica em função da relação de pressão	75
Figura 48 –	Eficiência isentrópica em função da relação de pressão	76
Figura 49 –	Esquema conceitual do expansor scroll	79
Figura 50 –	Diagrama de informações do modelo elaborado	80
Figura 51 –	Variação dos perímetros que separam as câmaras 1 e 2	81
Figura 52 –	Atuação da pressão na câmara interna do expansor scroll	82
Figura 53 –	Foto das bases do scroll móvel e fixo	82
Figura 54 –	Dimensões em milímetros do eixo intermediário do protótipo de ex-	
	pansor scroll.	83
Figura 55 –	Área de vazamento tangencial com a influência da deformação do eixo	
	intermediário.	84
Figura 56 –	Gráfico com evolução da pressão do fluido nas câmaras internas, para	
	$N = 2600$ rpm e $P_{su} = 506$ kPa, considerando apenas a perda de carga	
	na admissão	91
Figura 57 –	Eficiência isentrópica para diferentes rotações e pressões de alimenta-	
	ção, considerando apenas a influência da perda de carga na admissão	92
Figura 58 –	Fator de preenchimento para diferentes rotações e razões de pressão,	
	considerando apenas a influência da perda de carga na admissão	92
Figura 59 –	Variação das temperaturas do expansor e do ar com a razão de pressão	
	para diferentes rotações, considerando apenas a influência da transfe-	
	rência de calor	93
Figura 60 –	Variação da efetividade isentrópica com a razão de pressão para dife-	
	rentes rotações, considerando apenas a influência da transferência de	
	calor	94
Figura 61 –	Eficiência isentrópica e fator de preenchimento do expansor scroll ape-	
	nas com a influência dos vazamentos internos.	94
Figura 62 –	Evolução da pressão do fluido nas câmaras internas considerando ape-	
	nas os vazamentos internos, para $N = 2600$ rpm e $P_{su} = 506$ kPa	95
Figura 63 –	Vazão mássica e potência disponível no eixo do expansor scroll consi-	
	derando apenas os vazamentos internos.	96
Figura 64 –	Eficiência ou Efetividade isentrópica e potência no eixo obtida com o	
	modelo e resultados experimentais	97

Figura 65 – Resultados do fator de preenchimento e vazão mássica do n		
	experimentais	98
Figura 66 –	Variação da pressão do fluido nas câmaras internas considerando folgas	
	tangenciais diferentes	98
Figura 67 –	Variação das temperaturas considerando diferentes folgas tangenciais.	99
Figura 68 –	Esquema do modelo de expansor scroll aplicado em um ORC	100
Figura 69 –	Resultados da efetividade isentrópica para simulação do modelo com	
	R245fa	102
Figura 70 –	Resultados da potência para simulação do modelo com R245fa	102

LISTA DE TABELAS

Fluidos de trabalho utilizados em aplicações comerciais de ORC	27
Comparação entre CAES e ECES	28
Dados experimentais do desempenho dos expansores scroll disponíveis na	
literatura	40
Variação das propriedades de escoamentos subsônicos e supersônicos em	
bocais convergentes e divergentes.	46
Principais características do compressor scroll utilizado por Declaye et al.	
(2013)	51
Intervalo utilizado das variáveis controladas e intervalo dos resultados ob-	
tidos	53
Parâmetros experimentais identificados no modelo semi-empírico do ex-	
pansor scroll.	55
Coeficientes das equações de volume das câmaras.	69
Coeficientes da equação 35	81
- Coeficientes de transferência de calor corrigidos para o modelo	86
- Parâmetros de entrada utilizados para a simulação do expansor utilizando	
ar comprimido.	90
- Parâmetros de entrada e resultados da simulação do expansor utilizando	
fluido orgânico R245fa com T_{cd} = 45°C	101
-Parâmetros de entrada e resultados da simulação do expansor utilizando	
fluido orgânico R245fa com T_{cd} = 35°C	101
	Fluidos de trabalho utilizados em aplicações comerciais de ORC. . Comparação entre CAES e ECES. . Dados experimentais do desempenho dos expansores scroll disponíveis na literatura. . Variação das propriedades de escoamentos subsônicos e supersônicos em bocais convergentes e divergentes. . Principais características do compressor scroll utilizado por Declaye et al. (2013). . Intervalo utilizado das variáveis controladas e intervalo dos resultados ob- tidos. . Parâmetros experimentais identificados no modelo semi-empírico do ex- pansor scroll. . Coeficientes das equações de volume das câmaras. . Coeficientes da equação 35. . Parâmetros de entrada utilizados para a simulação do expansor utilizando ar comprimido. . Parâmetros de entrada e resultados da simulação do expansor utilizando fluido orgânico R245fa com $T_{cd} = 45^{\circ}$ C. . Parâmetros de entrada e resultados da simulação do expansor utilizando fluido orgânico R245fa com $T_{cd} = 35^{\circ}$ C. .

LISTA DE ABREVIATURAS

AOF	película de óxido anódico, do inglês anodic oxide film.	
AVAC	Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado, em inglês Heating, Ventilation	
	and Air Conditioning (HVAC).	
CAD	Desenho Assistido por Computador, do inglês Computational Aided Design.	
CAES	S Armazenamento de Energia em Ar Comprimido, do inglês <i>Compressed</i> .	
	Energy Storage.	
CFD	Fluidodinâmica Computacional, do inglês Computational Fluid Dynamics.	
DLCF	película de carbono tipo diamante, do inglês diamond-like carbon film.	
ECES Armazenamento de Energia em Baterias Eletroquímicas, do inglês <i>El</i>		
	mical Energy Storage.	
ESS	Sistema de armazenamento de energia, do inglês Energy Storage System.	
FEI	Centro Universitário da FEI.	
ORC	Ciclo Orgânico Rankine, do inglês Organic Rankine Cycle.	
WHR	Recuperação de Calor Rejeitado, do inglês Waste Heat Recovery.	

LISTA DE SÍMBOLOS

A	área, m^2 .
C	velocidade do som, $m.s^{-1}$.
cp	calor específico a pressão constante, $J.kg^{-1}.K^{-1}$.
e	espessura da parede do scroll, mm.
Н	altura da câmara interna do expansor, mm.
h	entalpia específica, $J.kg^{-1}$.
\dot{m}	vazão, $kg.s^{-1}$.
n	vetor unitário normal.
P_{crit}	pressão crítica, Pa.
P_{ex}	pressão na saída do expansor, Pa.
P_{in}	pressão interna na saída do expansor, Pa.
P_{su}	pressão na entrada do expansor, Pa.
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor, W .
r_b	raio do círculo base, mm.
r_o	raio de orbitação, mm.
r_p	razão de pressão.
r_v	razão volumétrica.
S_{fe}	curva do involuto fixo externo, mm.
S_{fi}	curva do involuto fixo interno, mm.
S_{me}	curva do involuto móvel externo, mm.
S_{mi}	curva do involuto móvel interno, mm.
t	tempo, s.
t	vetor unitário tangente.
T_F	temperatura da fonte fria, K.
T_{loss}	Torque de fricção mecânica, N.m.
T_Q	temperatura da fonte quente, K .
V	velocidade média, $m.s^{-1}$.
V	volume, m^3 .
\dot{W}	Potência, W.

Letras Gregas

 δ_a Rugosidade das paredes internas dos scrolls móvel e fixo, μm .

δ_R	folga radial ou de topo, μm .
δ_T	folga tangencial ou de flanco, μm .
η_s	efetividade isentrópica, %.
εs	eficiência isentrópica, %.
η_{Carnot}	eficiência máxima da máquina térmica de Carnot, %.
γ	relação dos calores específicos.
arphi	ângulo do involuto, rad.
$arphi_{e0}$	ângulo inicial do involuto externo, rad.
φ_{es}	ângulo onde o involuto externo é iniciado, rad.
$arphi_{i0}$	ângulo inicial do involuto interno, rad.
φ_{is}	ângulo o involuto interno é iniciado, rad.
φ_{max}	ângulo máximo do involuto, rad.
θ	ângulo de orbitação do scoll móvel, rad.
v	volume específico, $m^3 kg^{-1}$.

Subscritos

amb	ambiente.
cd	condensador.
cold	frio.
ev	evaporador.
leak	vazamentos.
meas	medido.
s	isentrópico.
sh	eixo.
thr	garganta.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	19
1.1	OBJETIVOS	23
1.2	ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	23
2	REVISÃO DA LITERATURA	24
2.1	APLICAÇÕES DE EXPANSORES DO TIPO SCROLL	24
2.1.1	Ciclo Orgânico Rankine (ORC)	25
2.1.2	Armazenamento de Energia em Ar Comprimido (CAES)	28
2.2	CARACTERÍSTICAS DO EXPANSOR SCROLL	29
2.2.1	Construção geométrica	32
2.2.2	Folgas e vazamentos internos	35
2.3	Parâmetros para caracterização do desempenho do expansor scroll	39
2.3.1	Perdas por sub e sobre expansão	40
2.3.2	Perdas mecânicas	42
2.3.3	Perda de pressão na admissão	42
2.3.4	Perdas por troca de calor	44
2.3.5	Perdas por vazamentos internos e bocal convergente-divergente	45
2.4	Trabalhos sobre o expansor scroll	50
2.4.1	Resultados de trabalhos	50
2.4.2	Modelos de expansor do tipo scroll	59
2.5	Modelo termodinâmico determinístico desenvolvido por MAIOCHI (2019) \cdot .	69
2.6	Comentários sobre a revisão da literatura	76
3	METODOLOGIA	78
3.1	Simulação computacional	78
3.2	Vazamentos radiais ou de topo	80
3.2.1	Influência da deformação do eixo intermediário sobre a área de vazamento	
	tangencial	84
3.3	Transferência de calor	85
3.4	Perda de carga na admissão	87
3.5	Desempenho do expansor scroll	88
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	90
4.1	Desempenho do expansor scroll operando com ar	90
4.1.1	Influência da perda de carga na admissão	91

4.1.2	Influência da transferência de calor 93
4.1.3	Influência dos vazamentos internos
4.1.4	Validação do modelo com dados experimentais
4.2	Desempenho do expansor scroll com fluido orgânico
5	Conclusões
5.1	Sugestões para trabalhos futuros
	REFERÊNCIAS
	APÊNDICE A – ALGORITMO DO MODELO DETERMINÍSTICO DO
	EXPANSOR SCROLL UTILIZANDO LINGUAGEM DE PROGRAMA-
	ÇÃO
	APÊNDICE B – Cálculo da deformação dos eixos intermediários 127

1 INTRODUÇÃO

Em decorrência do avanço tecnológico a demanda mundial de energia elétrica torna-se cada vez maior. Apesar do crescimento do uso de energia renováveis como: energia eólica, solar e de biomassa, atualmente a maior parte da energia mundial é gerada com o uso de fontes não renováveis, como: carvão, petróleo e gás natural, conforme relatado na figura 1.



Figura 1 – Consumo mundial de energia.

A intermitência da oferta das fontes de energia solar e eólica é o grande desafio para geração, garantia de estabilidade e confiabilidade da rede em relação às energias renováveis. Isso torna necessário o uso de um sistema de armazenamento de energia (ou ESS, do inglês *Energy Storage System*) para atender períodos de maior demanda ou baixa disponibilidade do recurso natural. Comparado com outros métodos de ESS, o Armazenamento de Energia por Ar Comprimido (ou CAES, do inglês *Compressed Air Energy Storage*), pode ser construído para atender grandes e pequenas demandas, além de suprir curtos e longos períodos de armazenamento, com um bom tempo de resposta e boa eficiência trabalhando com carga parcial (LUO et al., 2014).

Além do uso de fontes de energia renováveis, as recentes preocupações em relação às mudanças climáticas tem estimulado o desenvolvimento de fontes alternativas de energia que não utilizam combustíveis fósseis, e o Ciclo Orgânico de Rankine (ORC, do inglês *Organic*

Fonte: Autor "adaptado de"Looney, 2020.

Rankine Cycle) tem grande potencial nesse sentido. O ORC possui o funcionamento similar ao Ciclo de Rankine, porém trabalha com um fluido orgânico, que possibilita uma pressão elevada na entrada do expansor mesmo com menores gradientes de temperatura. A revisão da literatura mostra as aplicações do ORC utilizando fontes de energia alternativas como: energia geotérmica, plantas de energia solar térmica, recuperação de calor rejeitado (WHR, do inglês *Wast Heat Recovery*) e na cogeração utilizando biomassa. Os ORC são mais adequados na geração de energia em pequena ou média escala, especialmente quando se fala em geração descentralizada, devido a sua facilidade de implementação, não necessitam de um operador local e por possuírem componentes relativamente simples e baratos.

A escolha correta da máquina de expansão, que converterá a energia do fluido em trabalho, é fundamental para um bom rendimento do ciclo CAES e ORC. Quoilin et al. (2013) demonstram que existem faixas de potência onde são aplicados diferentes tipos de expansores, conforme mostra o mapa de aplicação de expansores utilizados em ORC da figura 2. Pode-se verificar que o uso do expansor Scroll é o mais indicado para geração de energia de pequena escala, de potência de até 10 kW. Nessa faixa de potência se encontram a aplicação do ORC e CAES para geração de energia descentralizada, que tem como vantagens: a economia de investimentos em linhas de transmissão e uma maior eficiência energética, devido a redução das perdas no transporte da energia.





Fonte: Autor "adaptado de"Quoilin et al., 2013.

O funcionamento da máquina scroll, demonstrado na figura 3, é baseado na interação de duas curvas evolventes que, pelo movimento relativo, criam as câmaras de volume variável que são preenchidas pelo fluido de trabalho. Esse tipo de máquina é utilizado principalmente para aplicações em AVAC (Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado) como compressor, sendo

o seu uso como expansor recente e em sua maioria de protótipos, geralmente adaptados de um compressor scroll.



Figura 3 – Princípio de funcionamento do expansor scroll.

Fonte: Autor "adaptado de"Quoilin et al., 2013.

Para o correto funcionamento do expansor scroll não se deve permitir o contato direto entre as duas curvas evolventes, pois isso poderia danificar as paredes e a base do Scroll ou até mesmo provocar seu travamento. Por conta disso, surgem dois tipos de folgas: as folgas radiais ou de topo (δ_R) e as folgas tangenciais ou de flanco (δ_T), que estão ilustradas na figura 4. Por essas folgas ocorrem os vazamentos internos no expansor, que são a principal fonte de perda de eficiência do expansor. Para garantir que o expansor aproveite o máximo de energia disponível, otimizando o rendimento do ciclo, essas folgas devem ser as menores possíveis.

Figura 4 – Vistas do expansor scroll com indicação das folgas tangenciais e radiais.



Fonte: Autor "adaptado de"Blunier et al., 2009.

A folga tangencial é dependente da geometria do scroll, enquanto que a folga radial pode ser reduzida com o uso de selos no topo das paredes do scroll, tanto no móvel quando no fixo. Mesmo com o uso de selos de topo a folga radial não é nula, pois até mesmo a rugosidade das paredes do scroll, que possui valores de até 50 μ m, pode influenciar nos valores da folga radial e, consequentemente, aumentar os vazamentos internos.

A crescente demanda por maiores níveis de eficiência torna necessário prever o comportamento do expansor scroll em diferentes condições e configurações, a fim de otimizar sua aplicação nos ciclos termodinâmicos. Para isso são utilizadas simulações e/ou testes experimentais com protótipos de expansor scroll, que são geralmente compressores scroll modificados.

A literatura mostra que as simulações fluidodinâmicas (CFD, do inglês *Computational Fluid Dynamics*) do expansor scroll entregam resultados satisfatórios, porém ainda possuem um alto grau de complexidade e custo computacional. Uma opção é o uso de modelos para caracterização do scroll, que são capazes de gerar resultados similares aos da simulações por CFD com um custo computacional comparativamente menor.

Dada a relevância tecnológica que expansores do tipo scroll apresentam para a implementação do ORC e do CAES de pequena escala, em 2015 foi criado um grupo de pesquisa na FEI, com o objetivo do estudo contínuo do expansor scroll. Fanti (2017) desenvolveu um protótipo funcional de expansor scroll para trabalhar com ar comprimido, capaz de gerar 1043 W de potência no eixo com eficiência isentrópica de 29%, que é a relação entre a potência disponível no eixo do expansor e a potência considerando a expansão isentrópica. A eficiência isentrópica do protótipo foi aumentada para 40% no trabalho de Romão (2017), que verificou experimentalmente a influência das folgas tangenciais sobre o desempenho do protótipo. Silva (2017) apresentou uma estratégia para simulações CFD transientes 2D e 3D do expansor scroll, que foi utilizada por Oliveira (2017) para a avaliação dos vazamentos internos do expansor scroll. Bellé (2018) realizou a análise de um novo protótipo aplicado em ORC, considerando como fluido de trabalho o R245fa, razão volumétrica de 3,5 e potência de 1,5 kW. Maiochi (2019) desenvolveu um modelo termodinâmico determinístico do protótipo de expansor scroll, baseado em uma solução transiente das equações de conservação de massa e energia utilizando linguagem de programação C# em conjunto com a biblioteca *Coolprop* de propriedades termodinâmicas. O modelo foi capaz de fornecer resultados compatíveis com os experimentais, considerando os efeitos dos vazamentos tangenciais, sub-expansão, sobre-expansão e atrito, com um menor custo computacional comparado as simulações CFD.

O protótipo desenvolvido pelo grupo de pesquisa da FEI foi projetado para utilizar selos de topo, que teoricamente deveriam anular as folgas radiais e, consequentemente, os vazamentos radiais. Porém, os resultados experimentais e das simulação CFD indicaram a presença dos vazamentos radiais no protótipo, que afetam o desempenho do expansor scroll e não foram considerados no modelo termodinâmico desenvolvido por Maiochi (2019).

1.1 OBJETIVOS

O presente trabalho faz parte da linha de pesquisa do grupo da FEI, e é motivado pela necessidade de inclusão do efeitos das folgas radiais, além da influência das outras irreversibilidades, que não foram consideradas no modelo determinístico de expansor scroll desenvolvido por Maiochi (2019). Assim podem-se listar como principais objetivos:

a) Atualizar o modelo já desenvolvido por Maiochi (2019), incluindo as influências dos vazamentos radiais e também da transferência de calor e da perda de carga na admissão sobre o desempenho do expansor scroll.

b) Estimar o valor da folga radial presente no protótipo, comparando os resultados da simulação do modelo com os resultados do grupo de pesquisa da FEI, disponíveis na literatura.

c) Validar o modelo atualizado utilizando dados disponíveis na literatura e verificar a influência da razão de pressão, rotação e dimensões das folgas sobre o desempenho do expansor em aplicações no ORC e CAES.

1.2 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

O texto está dividido em cinco partes. Na seção 2 é feita uma revisão da literatura, onde são apresentados as aplicações e funcionamento do expansor scroll, as principais fontes de perda de desempenho e resultados experimentais e teóricos de trabalhos sobre os expansores scroll. Também são apresentadas as principais estratégias utilizadas para modelagem do expansor scroll. A seção 3 trata dos métodos usados para o desenvolvimento do modelo do expansor Scroll. A seção 4 descreve como foram realizadas as simulações do modelo, para a validação com os resultados experimentais utilizando como fluido de trabalho o ar comprimido e para a aplicação em ORC, utilizando fluido orgânico. Os resultados gerados são apresentados em gráficos, e a influência dos principais parâmetros de funcionamento e físicos são discutidos. Na seção 5 são apresentadas as conclusões e sugestões para possíveis trabalhos futuros.

2 REVISÃO DA LITERATURA

De forma a organizar a apresentação dos trabalhos comentados nesta revisão da literatura, dividiu-se esta parte do trabalho em quatro partes. Primeiramente o Ciclo Orgânico de Rankine (ou ORC, do inglês *Organic Rankine Cycle*) e o Armazenamento de Energia por Ar Comprimido (ou CAES, do inglês *Compressed Air Energy Storage*) são apresentados. Em seguida o princípio de funcionamento da máquina e as suas características geométricas. Depois, o rendimento do expansor scroll é definido e as principais fontes de perdas de eficiência isentrópica são discutidas. Também são apresentados os resultados de desempenho do expansor scroll em trabalhos experimentais e teóricos, além dos modelos determinísticos e semi-empíricos de expansor scroll, como o desenvolvido por Maiochi (2019), que serviu de base para o modelo deste trabalho. Por fim há uma breve discussão sobre as principais informações da revisão da literatura.

2.1 APLICAÇÕES DE EXPANSORES DO TIPO SCROLL

A revisão da literatura revela que as aplicações de expansores Scroll, para geração de energia descentralizada ou de pequena escala, utilizando o ORC e CAES têm motivado tanto estudos acadêmicos quanto projetos e aplicações na indústria.

Segundo Quoilin et al. (2013) quase todos expansores de deslocamento positivo usados são protótipos, derivados de compressores, enquanto que turbomáquinas estão disponíveis no mercado para grandes unidades ORC. Máquinas com geometria scroll são muito usadas como compressores principalmente em aplicações de AVAC (Aquecimento, Ventilação e Ar condicionado). Clemente et al. (2012) comenta que a faixa de potência que o expansor scroll trabalha com melhor rendimento (baixo kW, normalmente entre 1 a 10kW, vide figura 2) é similar à faixa de trabalho dos compressores scroll disponíveis no mercado, facilitando questões de manufatura. Além disso, os fluidos refrigerantes utilizados para aplicações de AVAC são geralmente fluidos orgânicos utilizados nos ORC.

A eficiência do ORC está diretamente associada à eficiência da máquina de expansão. Dumont et al. (2018) realizaram testes experimentais utilizando ORC de pequena escala, utilizando 4 diferentes tipos diferentes de expansores volumétricos, adaptados de compressores utilizados em AVAC com potência de 2 a 4 kW. Para os testes realizados o expansor scroll obteve a maior eficiência isentrópica, de 76%. O sistema CAES é caracterizado pela sua eficiência de ciclo, que é definida como a relação entre o trabalho consumido pelo compressor e o trabalho obtido pelo expansor. Estudos recentes tem mostrado a possibilidade de se utilizar a máquina scroll como compressor e expansor nos sistemas CAES de pequena escala, como nos trabalhos de Iglesias e Favrat (2014), Sun, Luo e Wang (2015), Venkataramani et al. (2018) e Zhang et al. (2021).

2.1.1 Ciclo Orgânico Rankine (ORC)

O ORC apresenta um funcionamento similar ao Ciclo Rankine tradicional. É composto pelos mesmos principais componentes como: caldeira ou evaporador, máquina de expansão, condensador e bomba. A principal diferença está no fato de utilizar um fluido orgânico, que apresenta uma temperatura de evaporação comparativamente mais baixa em relação a água. Essa característica permite que o ORC trabalhe com temperaturas menores que o ciclo de Rankine, a partir de 90°C e no máximo de 400°C (CHEN; GOSWAMI; STEFANAKOS, 2010; QUOILIN et al., 2013).

De acordo com Quoilin et al. (2013), o layout do ORC costuma ser mais simples e também ter menos variações do que o Ciclo de Rankine de vapor, sendo que geralmente não é adequado reaquecer o fluido. A figura 5 apresenta esquematicamente duas possíveis implementações mais utilizadas do ORC: uma configuração básica e outra com recuperador de calor. A segunda alternativa pode ser utilizada para aumentar a eficiência do ciclo, onde parte da energia que não foi aproveitada no expansor é utilizada para pré aquecer o fluido antes de entrar no evaporador.



Figura 5 – Configuração de um ORC básico e com recuperado de calor.

Fonte: Autor, "adaptado de"Quoilin et al., 2013.

A figura 6 mostra o digrama T-s do Ciclo de Rankine e ORC com configuração básica. Para o ORC, o fluido de trabalho no estado 1 é bombeado à alta pressão no estado 2. Então, o fluido de trabalho recebe calor no evaporador entre o estado 2 (líquido sub-resfriado) até o estado 3 (vapor saturado seco). O vapor a alta pressão é admitido no expansor e gera potência, deixando o mesmo no estado 4 (vapor superaquecido a uma pressão mais baixa na saída do expansor). O fluido de trabalho no estado 4 passa através do condensador, deixando o mesmo como líquido saturado.

Figura 6 – Diagrama T-s do Ciclo de Rankine e do ORC.



Fonte: Autor.

No quadro bastante novo de conversão descentralizada de calor de baixa temperatura em eletricidade, o uso do ORC é uma alternativa interessante, que é parcialmente explicada por sua característica modular: um sistema ORC semelhante pode ser usado, com pequenas modificações, em conjunto com várias fontes de calor. Além disso, ao contrário dos ciclos convencionais, esta tecnologia viabiliza a geração de energia descentralizada e em pequena escala. Os ORC são usados principalmente em 4 tipos de aplicação, listadas a seguir (QUOILIN; DECLAYE; LEMORT, 2010).

1. Plantas geotérmicas: Geralmente aplicados para fontes de energia com baixa temperatura, aproximadamente de 90°C.

2. Recuperação de calor rejeitado ao ambiente (ou WHR, do inglês *Waste Heat Reco-very*): Usado em fontes de alta (250°C) à baixa temperatura (100°C). Envolve aplicações em processos e equipamentos industriais que liberam calor para a atmosfera. Outra importante aplicação é o uso em motores de combustão interna, onde muitas soluções tem sido desenvolvidas, porém nenhuma economicamente viável até agora.

3. Cogeração utilizando biomassa: Duas tecnologias podem ser aplicadas: gaseificação e ORC. A gaseificação apresenta maior eficiência, mas tem um custo de investimento maior,

e ainda não está disponível comercialmente. Os ORC são uma tecnologia comprovada neste campo. A temperatura de trabalho é geralmente cerca de 300°C e a condensação é realizada em torno de 90°C, para permitir a geração combinada de calor e energia.

4. Aplicações em planta solar: ORC podem ser acoplados a plantas de captação de energia solar concentrada de alta (280°C) e baixa temperatura (120°C) para gerar eletricidade. A tecnologia concorrente é o tradicional Ciclo Rankine a vapor. O ORC apresenta a vantagem de permitir tamanhos de plantas menores, menor temperatura de coleta e geração de eletricidade descentralizada.

Rettig et al. (2011) destacam que a seleção do fluido orgânico depende da temperatura de trabalho do tipo de fonte de calor, dos custos da bomba e da turbina, das propriedades físicoquímicas e do impacto ambiental produzido pelo fluido. Quoilin, Declaye e Lemort (2010) ainda comentam que, apesar da literatura científica estudar uma ampla gama de possíveis fluidos de trabalho, na prática apenas alguns fluidos são utilizados. Esses fluidos, com as suas aplicações atuais em plantas comerciais de ORC, estão resumidos na tabela 1.

HFC-134a/R-134a	Usado em plantas geotérmicas ou em WHR de baixas temperatu-
	ras
HFC-245fa/R-245fa	Usado em WHR com baixa e média temperatura de trabalho.
n-pentane	Usado na única planta solar de ORC em Nevada. Outras aplica-
	ções incluem WHR de temperatura média.
OMTS	Cogeração utilizando biomassa. Alta temperatura.
Solkatherm	Usado em cogeração utilizando biomassa, geotérmicas e WHR
	com baixa e média temperatura de trabalho.
Toluene	Usado em WHR e solar de média temperatura.

Tabela 1 – Fluidos de trabalho utilizados em aplicações comerciais de ORC.

Fonte: Autor "adaptado de" Quoilin et al., 2013.

A figura 7 mostra um diagrama T_{ev}/T_{cd} (temperatura de evaporação / temperatura de condensação), com o mapa de aplicações do expansor scroll baseado nas fontes de calor e fluidos de trabalho apresentados, elaborado por Quoilin, Declaye e Lemort (2010). A curva superior esquerda do mapa é limitada pela sobre-expansão e a curva superior pela temperatura crítica do fluido. A curva inferior direita é dada pela limitação do "coeficiente de volume", que é definido como a razão entre o deslocamento volumétrico a potência gerada pelo expansor.



Figura 7 – Diagrama T_{ev}/T_{cd} com mapa de aplicações do expansor scroll em ORC.

Fonte: Autor "adaptado de" Quoilin, Declaye e Lemort, 2010.

2.1.2 Armazenamento de Energia em Ar Comprimido (CAES)

O CAES é um tipo de sistema de armazenamento de energia (ESS, do inglês *Energy Sto-rage System*), principalmente utilizado para minimizar o problema de intermitência de produção de energia solar e eólica, onde a energia gerada em um período de menor demanda energética é armazenada para uso posterior.

Sun et al. (2010) discutem principalmente as vantagens e desvantagens do CAES em relação ao ECES (Armazenamento de Energia em Baterias Eletroquímicas, do inglês *Eletro-chemical Energy Storage*), que é o meio mais popular de armazenamento de energia no mundo. O CAES é mais atrativo financeiramente, sustentável e não produz resíduos químicos, porém possui uma menor eficiência. A análise dos autores pode ser resumida pela tabela 2.

	CAES	ECES
Vida útil	longa	curta
Eficiência	não muito alta	muito alta
Dimensões	grande, dependendo do tamanho do	grande, dependendo do número de
	tanque	células
Custo total	muito baixo, \$1/kWh	muito alto, >\$400/kWh
Manutenção	necessita de manutenção periódica	difícil de reformar, necessita de ma- nutenção periódica

Tabela 2 – Comparação entre CAES e ECES.

Fonte: Autor "adaptado de" Sun et al., 2010.

A figura 8 mostra o esquema utilizado por Sun, Luo e Wang (2015) em seu estudo sobre a viabilidade de um CAES de pequena escala para energia eólica, que utiliza o expansor scroll com o eixo de saída diretamente acoplado ao eixo da turbina eólica. Essa configuração é mais simples, possui menor necessidade de equipamentos adicionais e reduz os custos comparada com a configuração usual de um sistema CAES, onde eixo de saída do scroll seria conectado a um gerador adicional para produção direta de eletricidade suplementar.

Figura 8 – Esquema de funcionamento básico do CAES.



Fonte: Autor "adaptado de" Sun, Luo e Wang, 2015.

A energia elétrica gerada pela turbina eólica alimenta tanto a rede elétrica como um compressor, que comprime o ar atmosférico em um tanque. Em períodos de baixa disponibilidade de vento ou maior demanda de energia elétrica o expansor é acionado, usando o ar comprimido armazenado no tanque para gerar energia a rede ou complementar a energia gerada pela turbina.

Os autores comentam que com um bom controle de operação é possível atingir 55% de eficiência do ciclo, que é definida como a relação entre o trabalho total realizado pelo motor do compressor de ar e a energia que é aproveitada pelo expansor scroll.

2.2 CARACTERÍSTICAS DO EXPANSOR SCROLL

A figura 9 mostra os diferentes expansores, que podem ser divididos em dois tipos principais: os de deslocamento positivo (volumétricos) e os turboexpansores (dinâmicos), conhecidos como turbinas ou turbomáquinas. Exemplos dos tipos de expansores volumétricos são: os de pistão, parafuso, scroll (espiral) e palhetas. Eles trabalham com menores rotações, menor vazão mássica, maior relação de pressão, toleram o estado líquido do fluido (com exceção do expansor de pistão) e possuem alta eficiência em operações de baixa potência, diferente dos expansores dinâmicos. Por isso são mais indicados para geração de energia de pequena escala (LEMORT et al., 2009).

Figura 9 – Tipos de expansores.

deslocamento positivo				turbomáquinas		
					Q	A REAL
pistão	parafuso	scroll	palhetas	axial	cantilever	radial

Fonte: Autor "adaptado de" Weiß (2015).

Weiß (2015) comparou o uso de expansores volumétricos e dinâmicos aplicados em ORC de pequena escala, quanto a critérios econômicos, como: custos, disponibilidade no mercado, manutenção e confiabilidade; e critérios técnicos como: eficiência, complexidade de construção, desgaste e adaptação para diferentes aplicações e econômicos. O autor comenta que o uso dos expansores do tipo scroll é interessante por terem a construção simples, serem comparativamente mais baratos (devido a produção em série como compressores), podem tolerar a presença da fase líquida na expansão e ser facilmente acoplados a um gerador, devido a rotação que trabalham (geralmente 3000 rpm ou 1500 rpm). Em contrapartida, atendem uma pequena faixa de pressão com alta eficiência.

A figura 10 mostra a máquina com geometria scroll, que é basicamente constituída de duas paredes espirais, desenhadas a partir de evolventes, sendo que uma das paredes forma o scroll fixo e a outra forma o scroll móvel, que tem um movimento de translação seguindo uma trajetória circular, como em uma órbita centrada no eixo de rotação da máquina. Os dois Scrolls, cujos eixos de origem não se encontram, são gerados com um ângulo relativo π , de forma que eles podem se tocar em diferentes pontos e formar câmaras com volumes crescentes, no caso de um expansor, ou decrescentes no caso de um compressor. O expansor tem a admissão de fluido em alta pressão pelo centro do equipamento e sua descarga é periférica (radial), de forma que ao ser admitido pelas câmaras o mesmo expande, aumentando seu volume, reduzindo sua pressão e gerando uma distribuição de pressão nas paredes do Scroll móvel, que resultam na produção de torque no eixo. De acordo com Blunier et al. (2009), durante o processo de expansão três tipos de câmaras são definidas: admissão, que é a câmara por onde o gás é admitido; expansão, onde o volume aumenta conforme a pressão diminui; descarga, que é a saída dos gases do

equipamento. Todas as câmaras são separadas por pontos de contato (caso ideal) ou por áreas com vazamentos caso os pontos de contatos sejam inexistentes (caso real).

Figura 10 – Esquema do expansor scroll.



Fonte: Autor "adaptado de" Blunier et al. (2009).

A primeira patente da máquina tipo scroll foi registrada na França, em 1905, por Léon Creux, baseada no conceito de uma máquina a vapor rotativa. A tecnologia da época não permitia o desenvolvimento de um protótipo devido à reduzida tolerância necessária para que essa máquina funcione de forma eficiente. A primeira aplicação industrial de uma máquina com concepção scroll data dos anos 80, com a introdução do compressor scroll no mercado de compressores de refrigeração.

Atualmente diversas pesquisas estão em andamento para tornar viável o seu uso como expansor, que é essencialmente um compressor trabalhando no sentido inverso. Segundo Maiochi (2019), diferentes tipos de compressores comerciais do tipo scroll podem ser modificados para funcionarem como expansores e serem integrados em sistemas ORC. Isso inclui os expansores herméticos, semi-herméticos e abertos.

a) Expansores hermético podem ser obtidos da conversão de um compressor scroll hermético e são caracterizados por possuírem motor e compressor montados no mesmo eixo, soldados num invólucro de aço. Geralmente utilizam óleo lubrificante e são designados para ciclos de compressão de vapor em refrigeração ou aplicações de aquecimento. Para utilizá-lo como expansor, faz-se necessário cortar o invólucro para remover a válvula de retenção que previne que a alta pressão do fluido retorne quando o mesmo está operando como compressor;

 b) Expansores semi-hermético também são montados com motor e compressor no mesmo eixo, sendo que a câmara de expansão pode ser aberta ou não dependendo do fabricante do equipamento. Esse modelo de expansor utiliza retentores para vedação permitindo assim recondicionamento em caso de avaria; c) Expansores abertos (open-drive), não possuem motor elétrico montado em um invólucro e podem ser obtidos da modificação de compressores scroll abertos largamente utilizados para produção de ar comprimido, sem adição de lubrificante. Devido a questões de segurança e impacto ambiental de muitos dos fluidos de trabalho orgânicos, uma selagem deve ser implementada para esse tipo de expansor quando aplicados nos sistemas ORC.

2.2.1 Construção geométrica

Blunier et al. (2009) descrevem as curvas evolventes do círculo que constituem as paredes fixa e móvel do scroll. Os principais parâmetros para descrever as paredes, de espessura constante "e", são o raio da evolvente do círculo fundamental r_b e os vários ângulos que definem o ponto de início e final da curva interna (\mathbf{S}_{fi}) e externa (\mathbf{S}_{fe}) do scroll fixo: ângulo da curva evolvente φ , ângulo inicial da evolvente externa φ_{e0} , ângulo inicial da evolvente interna φ_{i0} , início do ângulo externo φ_{es} , início do ângulo interno φ_{is} e o ângulo final da evolvente φ_{max} ; conforme figura 11. Para as equações das curvas uma estrutura ortogonal foi utilizada, definida por um vetor tangente \mathbf{t} e um vetor normal \mathbf{n} , ambos de tamanho unitário.

Figura 11 – Geometria de construção do expansor scroll.



Fonte: Blunier et al. (2009).

Os autores definem as seguintes equações vetoriais das curvas evolventes.

$$\boldsymbol{S}_{fe}(\varphi) = r_b \boldsymbol{t}(\varphi) - r_b(\varphi - \varphi_{e0})\boldsymbol{n}(\varphi) \quad \forall \varphi \in [\varphi_{e0}, \varphi_{max}]$$
(1)

$$\boldsymbol{S}_{fi}(\varphi) = r_b \boldsymbol{t}(\varphi) - r_b(\varphi - \varphi_{i0})\boldsymbol{n}(\varphi) \quad \forall \varphi \in [\varphi_{i0}, \varphi_{max}]$$
(2)

$$\mathbf{t}(\varphi) = (\cos\varphi, \sin\varphi) \tag{3}$$

$$\mathbf{n}(\varphi) = (-\sin\varphi, \cos\varphi) \tag{4}$$

A espessura da parede é constante e pode ser calculada utilizando a equação 5.

$$e = r_b(\varphi_{i0} - \varphi_{e0}) \tag{5}$$

As curvas do scroll móvel são definidas como sendo o scroll fixo deslocado em 180°, conforme as equações 6 e 7, onde S_{me} é a curva externa e S_{mi} é a curva interna. O ângulo de orbitação θ que aparece nas equações do scroll móvel define a posição relativa entre os scroll fixo e móvel.

$$\mathbf{S}_{me}(\varphi) = -\mathbf{S}_{fe}(\varphi) - r_o \mathbf{n}(\theta) \tag{6}$$

$$\mathbf{S}_{mi}(\varphi) = -\mathbf{S}_{fi}(\varphi) - r_o \mathbf{n}(\theta) \tag{7}$$

O raio de orbitação nominal r_o é descrito pela equação 8. Este raio garante o contato entre os dois scrolls. No dispositivo real não é possível utilizar este valor de raio de orbitação, pois provocaria a interferência entre a parede do scroll fixo e móvel, e o seu travamento. No scroll real é utilizado um valor menor do raio de orbitação. A diferença entre esses raios determina o valor das folgas tangenciais.

$$r_o = r_b(\varphi_{e0} - \varphi_{i0} + \pi) \tag{8}$$

Os autores também descrevem os pontos de contato dos scrolls móvel e fixo, estimam os volumes das câmaras e realizam a validação da descrição geométrica para um compressor de ar comercial. Os parâmetros das expressões puderam ser identificados minimizando uma função de erro de mínimos quadrados não lineares pelo método conhecido como Levenberg-Marquardt, como mostra a figura 12. O formato da ponta do scroll não pode ser descrito pela evolvente de um círculo. Esses pontos de partida podem ser preenchidos por diferentes geometrias, sendo a mais simples o design de arco único.

As equações do trabalho de Blunier et al. (2009) foram utilizadas no projeto das curvas, que descrevem o perfil das paredes do scroll fixo e do scroll móvel, do protótipo de expansor Figura 12 – Validação experimental da geometria scroll.



Fonte: Blunier et al. (2009).

scroll desenvolvido no trabalho de Fanti (2017), do grupo de pesquisa da FEI. O protótipo foi construído com raio orbital nominal igual a 6,5 mm. Os eixos excêntricos que, além de promoverem o alinhamento dos planos do scroll móvel e fixo, também impõem o raio orbital real, foram projetados com excentricidade igual a 6,3 mm, que deveria gerar uma folga tangencial de 200 µm. Porém, a dimensão real (medida) da folga tangencial, foi de 468 µm, devido à faixa de tolerância inerente ao processo de fabricação dos eixos excêntricos. A figura 13 mostra os principais componentes do protótipo de expansor scroll, desenvolvido por Fanti (2017) com o objetivo de ampliar os resultados experimentais disponíveis na literatura, através das curvas de potência gerada, fator de preenchimento e eficiência isentrópica em função da relação da pressão e rotação.



Figura 13 – Principais componentes do protótipo de expansor scroll.

Fonte: Autor.

2.2.2 Folgas e vazamentos internos

As paredes fixa e móvel do scroll não podem se tocar, pois essa interferência ocasionaria o seu travamento. Com isso dois tipos de folgas surgem: as folgas radiais ou de topo δ_R , que são aquelas que surgem entre o topo de um scroll e a base do outro scroll; e as folgas tangenciais ou de flanco δ_T , que são aquelas que surgem entre as paredes do scroll móvel e scroll fixo (IGLESIAS; FAVRAT, 2014). Devido à diferença de pressão entre as câmaras do scroll o fluido de trabalho vaza através das folgas, buscando uma forma de equilíbrio de pressão e caracterizando os chamados vazamentos radial e tangencial. Estes vazamentos prejudicam de forma significativa a eficiência do expansor, já que incorrem em queda de pressão das câmaras e não aproveitamento de uma porção da vazão que passa pelo equipamento. A figura 14 mostra as folgas e os tipos de vazamentos característicos do dispositivo scroll.

Figura 14 – Folgas e vazamentos da máquina scroll.



Fonte: Autor "adaptado de" Iglesias e Favrat (2014).

A dimensão da folga tangencial é determinada pela diferença entre o raio de orbitação nominal, dado pela equação 8, e o real. O raio de orbitação real é função da excentricidade dos eixos excêntricos intermediários do scroll. A figura 15 mostra a posição das paredes do scroll e dos eixos excêntricos intermediários em função do ângulo de orbitação. Os eixos intermediários, em conjunto de três, impedem a rotação do scroll móvel em movimento e determinam a folga tangencial.





Fonte: Autor "adaptado de" Fanti et al. (2020).

Quanto menor for o valor dessa folga menores serão os vazamentos tangenciais, portanto, essa diferença deve ser a menor possível. Processos de fabricação mais precisos, permitindo que o scroll trabalhe com menores tolerâncias, devem ser utilizados para diminuir o valor da folga tangencial. Outra alternativa é o uso do revestimento abrasivo (ou "Abradable Coating"), onde um material com baixo coeficiente de atrito, e menos abrasivo que o material das paredes do scroll, é utilizado para recobrir as paredes internas do expansor. Com o funcionamento do expansor esse material é consumido, ajustando as folgas internas para um valor menor que as folgas iniciais. Segundo Ji et al. (2019) a película de óxido anódico (AOF, do inglês *anodic oxide film*) é o revestimento mais utilizado atualmente.

Óleo também pode ser injetado para criar uma película entre as paredes do scroll fixo e o móvel, lubrificando e reduzindo os vazamentos internos entre essas partes internas do scroll. Porém, nos expansores scroll lubrificados a óleo existe a necessidade da instalação de um separador de óleo após a expansão e uma bomba para retornar o óleo separado para a admissão do expansor, aumentando a complexidade de construção da máquina.

A folga radial é reduzida com o uso de selos, que são colocados em um canal no topo das paredes do scroll móvel e fixo. Lee et al. (2002) comentam que esses selos de topo são muito utilizados pela simplicidade construtiva e boa vedação, podendo ser do tipo inserido por
interferência ou inserido com folga. A performance de vedação desses dois tipos de selos foram comparadas por Inaba et al. (1986), e os resultados desse trabalho estão apresentados na figura 16, que mostra um croqui dos selos de topo utilizados, os tipos de vazamentos que ocorrem por esses selos e os resultados gráficos da comparação dos vazamentos. Os autores definiram 3 tipos de vazamentos que ocorrem pelo selo de topo: o vazamento "tipo A", que é o vazamento radial ou de topo; do "tipo B", que ocorre entre os lados e por trás do selo; do "tipo C", que é o vazamento tangencial que ocorre em cima da parede do scroll. Para o experimento, o selo inserido por interferência apresentou um vazamento radial maior, porém, um vazamento do tipo B muito menor e consequentemente um menor vazamento total (20% menor).





Fonte: Autor "adaptado de" Inaba et al. (1986).

Utilizando um dispositivo com sensor de distância laser, Lee et al. (2002) verificaram os valores da folga radial e concluíram que até mesmo a rugosidade das superfícies das paredes internas do scroll influencia nos valores da folga radial e, consequentemente, dos vazamentos radiais. Os resultados obtidos com o experimento, apresentados na figura 17, mostraram que o selo de topo inserido com folga é colocado na posição inferior na ranhura quando as pressões a montante e a jusante são iguais à pressão atmosférica ($P_{up} = P_{dn} = 0, 101 MPa$), resultando em um maior valor de folga radial δ_a . No entanto, quando a pressão a montante é alterada para $P_{up} = 0,984$ MPa, a folga diminui, pois o selo é pressionado contra a placa de vidro. Assim, o autor concluiu que, para o selo de topo inserido com folga, a folga radial aumenta com a redução da força de selagem, que pressiona o selo contra a base do scroll oposto.



Figura 17 – Resultados obtidos por Lee et al. (2002).

Fonte: Autor "adaptado de" Lee et al. (2002).

O valor da folga radial também varia com o valor da pressão de trabalho no expansor scroll. A figura 18 mostra uma vista em corte do expansor, onde apenas aparecem o scroll fixo, o scroll móvel e os eixos intermediários, com o objetivo de demonstrar a influência da pressão nas câmaras sobre os eixos intermediários. É possível notar que os eixos intermediários impedem o afastamento das duas peças scroll, enquanto a pressão nas câmaras tenta separá-las. Portanto, a deformação desses eixos, e consequentemente o valor da folga radial, será proporcional à pressão de entrada.





Fonte: Autor.

2.3 PARÂMETROS PARA CARACTERIZAÇÃO DO DESEMPENHO DO EXPANSOR SCROLL

Na literatura são utilizados o fator de preenchimento ("filling factor", em inglês) e a efetividade isentrópica ("isentropic effectiveness", em inglês) para determinar a performance dos expansores scroll.

O fator de preenchimento ϕ representa o desempenho volumétrico do expansor, e é uma forma de se avaliar os vazamentos internos. Ele é definido como a razão entre a vazão mássica medida \dot{m}_{meas} e a vazão mássica teórica \dot{m}_{teo} , conforme a equação 9.

$$\phi = \frac{\dot{m}_{meas}}{\dot{m}_{teo}} = \frac{\dot{m}_{meas}.v}{\dot{V}} = \frac{\dot{m}_{meas}.v.T_N}{V}$$
(9)

Onde: v é o volume específico da câmara de admissão, \dot{V} é o deslocamento volumétrico, V é o volume inicial da câmara de expansão e T_N é o período de rotação do expansor.

Os efeitos dos vazamentos internos podem produzir fator de preenchimento maior que 1. Também existe a possibilidade de ser menor que 1, devido à elevada perda de carga na entrada, condição comum para valores elevados de rotação. Segundo Lemort et al. (2009), o fator de preenchimento aumenta com as folgas internas e com o resfriamento na admissão, mas diminui com o aumento da perda de carga na entrada. Quanto menor a rotação maior será o fator de preenchimento, devido ao maior impacto do aumento de vazamentos internos em relação à diminuição da pressão de alimentação.

A efetividade isentrópica η_s é definida pela relação entre a potência medida no eixo \dot{W}_{meas} , produzida pelo expansor, e a potência que estaria disponível no eixo caso a expansão fosse isentrópica, conforme a equação 10. A potência isentrópica é o produto entre a vazão em massa medida no expansor e o trabalho específico de expansão isentrópica, das condições de admissão à pressão de exaustão (LEMORT et al., 2009).

$$\eta_{s} = \frac{\dot{W}_{meas}}{\dot{W}_{s}} = \frac{\dot{m}_{meas}(h_{su} - h_{ex}) - \dot{Q}_{amb}}{\dot{m}_{meas}(h_{su} - h_{ex-s})}$$
(10)

Onde: \dot{W}_s é a potência isentrópica, Q_{amb} é a transferência de calor com o ambiente, h_{su} é a entalpia na admissão do expansor e h_{ex-s} é a entalpia na saída do expansor, considerando o processo isentrópico.

Deve-se notar que a definição adiabática da eficiência isentrópica ε_s ("isentropic efficiency", em inglês), apresentada na equação 11, não é utilizada neste caso porque expansores volumétricos, mesmo os dispositivos isolados, trocam uma quantidade não desprezível de calor com seu ambiente. A relação entre ambas as definições pode ser obtida com a primeira lei da termodinâmica, e só concordam quando as transferências de calor com o ambiente Q_{amb} são desprezíveis (DECLAYE et al., 2013).

$$\varepsilon_s = \frac{(h_{su} - h_{exp})}{(h_{su} - h_{exp-s})} \tag{11}$$

A tabela 3 contém os valores da máxima potência alcançada, máxima efetividade isentrópica e o fator de preenchimento na máxima efetividade isentrópica, de trabalhos experimentais que utilizaram o expansor scroll para aplicações com diferentes fluidos de trabalho. A maioria dos expansores testados foram adaptados de compressores disponíveis no mercado, com exceção dos utilizados por Zhang et al. (2017), Iglesias e Favrat (2014) e Fanti et al. (2020).

Tabela 3 – Dados experimentais do desempenho dos expansores scroll disponíveis na literatura.

Autores	Fluido de trabalho	Potência[kW]	efetividade isentrópica [%]	Fator de preenchimento
Zanelli e Favrat (1994)	Ar comprimido	3,0	65	1,00
Yanagisawa et al. (2001)	Ar comprimido	2,2	60	1,30
Lemort et al. (2009)	HCFC-123	1,8	68	1,27
Declaye et al. (2013)	R245fa	2,1	75	-
Mendoza et al. (2014)	Ar / Amônia	0,37 / 0,96	63 / 61	1,25 / 1,50
Iglesias e Favrat (2014)	Ar comprimido	-	62	0,95
Zhang et al. (2017)	Ar comprimido	0,85	30	2,26
Dumont et al. (2018)	R245fa	1,54	76	1,05
Fanti et al. (2020)	Ar comprimido	1,8	50	1,88
Moradi et al. (2021)	R134a	0,45	55	1,4

Fonte: Autor.

Trabalhos recentes investigaram as principais fontes de redução da efetividade isentrópica do expansor scroll, para diferentes condições de operação. Podem-se destacar: a sub e sobre expansão, atrito, queda de pressão na admissão, vazamentos internos e transferência de calor, que serão melhor detalhadas nos tópicos a seguir.

2.3.1 Perdas por sub e sobre expansão

O tamanho do expansor scroll tem relação direta com a sua razão volumétrica (r_v) , que é a razão entre o volume no final do processo de expansão, ou seja, o volume máximo da câmara de expansão (V_{ex}) e o volume no início do processo de expansão, ou seja, o volume mínimo da câmara de expansão (V_{su}) . A razão volumétrica é fator determinante para a pressão de descarga do fluido e faz com que o expansor tenha uma pressão ótima de trabalho, sofrendo os efeitos da sub ou sobreexpansão caso trabalhe com relações de pressão diferente da ótima. A equação 12 demonstra a relação entre a razão volumétrica e a razão de pressão ótima.

$$r_v^{\gamma} = \left(\frac{V_{ex}}{V_{su}}\right)^{\gamma} = r_{p,\delta ti} = \frac{P_{su}}{P_{in}} \tag{12}$$

Onde: $r_{p, \acute{o}ti}$ é a razão de pressão ótima, P_{su} é a pressão de alimentação do fluido, P_{in} é a pressão do fluido no final da expansão e γ é a razão entre calores específicos do fluido de trabalho (para o caso de funcionamento isentrópico, ideal do expansor sem perdas).

A sub-expansão ocorre quando no final da expansão a pressão do fluido é maior que a do meio para o qual o fluido será expandido, não sendo aproveitada totalmente a energia disponível no fluido. A sobre-expansão ocorre quando a pressão do fluido no final da expansão é menor que a do meio, sendo necessária utilizar parte da energia gerada para completar o ciclo de expansão da máquina. A figura 19 mostra o diagrama teórico associado ao processo de expansão do expansor scroll, com a influência da sub e sobre-expansão, onde P_{ex} é a pressão do meio para o qual o fluido é expandido (pressão de descarga) e as áreas sombreadas dos gráficos representam a perda de eficiência isentrópica.

Figura 19 – Diagrama teórico do processo de expansão com a influência das perdas por sub-expansão (à esquerda) e sobre-expansão (à direita).



Fonte: Autor "adaptado de" Lemort (2008).

A simulação CFD realizada por Oliveira, Silva e Mello (2017) capturou o efeito da subexpansão e da sobre-expansão, apresentados na figura 20. Na figura 20b, observa-se o efeito da sub-expansão, devido uma perda de pressão no final do processo de expansão, que não foi convertida em potência útil, reduzindo assim a eficiência isentrópica do expansor (vide curva azul, antes de finalizar cada volta). Na figura 20a o efeito de sobre-expansão fica evidente. A pressão "p2 scroll"no final da volta está próxima a pressão de saída (atmosférica), e o fluido continua sendo expandido na terceira câmara "p3 scroll", consumindo parte da potência gerada pelas outras câmaras e reduzindo a eficiência do expansor.

Figura 20 - Efeitos da sub-expansão e sobre-expansão observados em simulação CFD.





(a) Efeito da sub-expansão capturado por simulação CFD.Fonte: Oliveira, Silva e Mello (2017).

(b) Efeito da sobre-expansão capturado por simulação CFD.

2.3.2 Perdas mecânicas

As perdas mecânicas são explicadas pelo atrito entre o topo das paredes e a base do scroll, no selo de topo e nos rolamentos, e podem ser agrupadas em um único torque de fricção mecânica T_{loss} . Yanagisawa et al. (2001) observaram em testes experimentais que o torque de fricção mecânica, que causa a perda mecânica, é independente da razão de pressão e da rotação para o expansor scroll do tipo drive aberto (open-drive) e sem lubrificação (oil free). Logo, a influência da perda mecânica é maior para menor valores de razão de pressão, uma vez que a energia associada a expansão do fluido é menor.

A perdas mecânicas são mais acentuadas nos expansores do tipo scroll que trabalham sem óleo lubrificante nas câmaras internas. Materiais com baixo coeficiente de atrito são recomendados para fabricação dos scrolls e até mesmo para aplicação de revestimentos abrasivos nas paredes do scroll, visando a redução do atrito (LEMORT, 2008).

2.3.3 Perda de pressão na admissão

A perda de carga na entrada do expansor é considerada como a perda desde a linha de alimentação até a câmara de admissão. Essas perdas de pressão estão associadas principalmente

a dois fatores, representados na figura 21: bloqueio parcial do bocal de entrada pela ponta do scroll móvel durante o processo de admissão, reduzindo a área efetiva; e devido ao selo mecânico não se estender até a ponta dos scroll móvel e fixo, elevando o fluxo entre a câmara central e as adjacentes no final do processo de admissão, aumentando a queda da pressão na câmara de admissão.

Figura 21 – Representação da câmara de admissão ao final da admissão.



Fonte: Autor "adaptado de" Lemort et al. (2009).

O bloqueio parcial do bocal de entrada provoca uma aceleração do fluido resultando em uma perda de pressão. Além disso, a pulsação da pressão tem um grande efeito na estabilidade operacional do expansor scroll. Portanto, é importante definir uma boa localização do bocal de entrada, além de modificações nos perfis das pontas do scroll, visando melhorar o processo de admissão. O tipo de perfil escolhido também influencia na vedação da câmara de admissão, no seu volume e, consequentemente, na razão de pressão do expansor scroll. A figura 22 mostra os 3 tipos de fechamento da ponta do scroll na região próxima da admissão, que segundo Emhardt, Tian e Chew (2018), são geralmente utilizados: o design de arco único, de arco duplo e o de perfil de malha perfeito.

Figura 22 – Diferentes designs utilizados na ponta do Scroll.



Fonte: Autor "adaptado de" Emhardt, Tian e Chew (2018).

Almeida e Mello (2018) capturaram a perda de carga e o bloqueio parcial da área de entrada pelo scroll móvel, por meio das simulações fluidodinâmicas 3D do protótipo de expansor scroll desenvolvido por Fanti (2017), do grupo de pesquisa da FEI. O valor da perda de carga está representada no gráfico da figura 23, em função do ângulo do scroll móvel, para diferentes vazões de fluido. É possível verificar que o ponto de máximo bloqueio, onde a perda de carga é maior, ocorre entre 270° e 290°. Entre 310° e 190° a área de entrada não sofre o bloqueio parcial, mas a mudança de geometria da tubulação de alimentação para o bocal de entrada do expansor também causa uma perda de carga miníma.

Figura 23 – Gráfico com o valor da perda de carga em função da vazão e posição do scroll móvel.



Fonte: Autor "adaptado de" Almeida e Mello (2018).

2.3.4 Perdas por troca de calor

De acordo com Lemort (2008), os principais meios pelos quais ocorrem a transferência de calor do expansor são: entre a carcaça do expansor e o fluido da tubulação de alimentação e exaustão; entre as paredes dos scroll (fixo e móvel) e o fluido presente nas câmaras; entre o fluido de expansão e o fluido injetado, caso o expansor funcione com injeção de óleo ou água; entre a carcaça do expansor e o ambiente.

No ciclo CAES, onde o ar comprimido é admitido na temperatura ambiente pelo expansor, a eficiência do expansor pode ser melhorada pela expansão politrópica ter a tendência de ser isotérmica, como nos testes experimentais realizados por Iglesias e Favrat (2014). Os autores realizaram testes com um expansor scroll em diferentes rotações, com e sem injeção de água na admissão. O resultados obtidos, apresentados na figura 24, mostram um aumento significativo da eficiência isentrópica para o expansor trabalhando com a injeção de água, apesar do fator de preenchimento praticamente não se alterar. Essa melhora se deu principalmente pelo aquecimento do ar comprimido, devido os efeitos da transferência de calor com a água atuando no processo termodinâmico e mantendo a tendência isotérmica da expansão.





Fonte: Autor "adaptado de" Iglesias e Favrat (2014).

2.3.5 Perdas por vazamentos internos e bocal convergente-divergente

As perdas devido os vazamentos internos geralmente tem o maior peso sobre a diminuição da eficiência isentrópica do expansor scroll. Como já discutido na seção 2.2.2, esses vazamentos ocorrem pelas folgas tangenciais e radias. Através dessas folgas, uma parte do fluido que esta em uma câmara de maior pressão passa para outra câmara com menor pressão, buscando o equilíbrio de pressão, sem realizar trabalho útil aproveitado pelo expansor.

A simulação CFD 2D realizada por Oliveira, Silva e Mello (2017) capturou a formação de ondas de choque localizadas nas folgas tangenciais (entre as paredes do expansor scroll), que causam oscilações nos valores de pressão entre as câmaras subsequentes. Os resultados do escoamento pelas folgas estão na figura 25, onde é possível perceber que a queda abrupta na pressão se dá no mesmo ponto onde o número de Mach é reduzido de um valor supersônico para um valor subsônico, ou seja, onde está localizada a onde de choque. Essa é uma característica de um escoamento compressível em um bocal convergente-divergente.





Fonte: Autor "adaptado de" Oliveira, Silva e Mello (2017).

Um bocal convergente reduz sua área transversal no sentido do escoamento enquanto que, um bocal divergente aumenta sua área transversal no sentido do escoamento. Dependendo se as condições de entrada nestes bocais estiverem subsônicas (Ma < 1) ou supersônicas (Ma > 1) as propriedades deste escoamento irão variar de maneira diferente. A tabela 4 demonstra como as propriedades de um gás ideal, com calores específicos constantes, variam para as condições subsônicas e supersônicas do fluido na entrada dos bocais.

Tabela 4 – Variação das propriedades de escoamentos subsônicos e supersônicos em bocais convergentes e divergentes.

Tipo de bocal	Escoamento na entrada	Pressão	Velocidade	Mach	Temperatura	Densidade
convergente	subsônico	\downarrow	\uparrow	\uparrow	\downarrow	\downarrow
divergente	subsônico	\uparrow	\downarrow	\downarrow	\uparrow	\uparrow
convergente	supersônico	\uparrow	\downarrow	\downarrow	\uparrow	\uparrow
divergente	supersônico	\downarrow	\uparrow	\uparrow	\downarrow	\downarrow

Fonte: Autor "adaptado de" Çengel e Boles, 2006.

Não é possível obter um escoamento supersônico em um bocal convergente. O valor máximo de velocidade que um escoamento pode chegar em um bocal convergente é a velocidade do som, sempre na garganta (seção transversal do bocal na menor área). Se for adicionado um segundo bocal convergente, conforme a figura 26, apenas será mudado o ponto onde Ma = 1 e a vazão em massa será reduzida através do bocal devido a diminuição da área de saída (ÇENGEL; BOLES, 2006).

Figura 26 – Bocal convergente com extensão.



Fonte: Çengel e Boles (2006).

A figura 27a mostra a variação da vazão mássica para o escoamento de um gás ideal, com calores específicos constantes, em bocal convergente isentrópico e a figura 27b como a pressão varia ao longo do comprimento x do bocal, dependendo das condições a montante P_0 e a jusante P_{cp} da garganta. A pressão crítica P^* é a pressão a jusante necessária para aumentar a velocidade do fluido até a velocidade do som no plano de saída ou garganta. Quando $P_{cp} \leq P^*$ a vazão mássica atinge um valor máximo \dot{m}_{max} e diz-se que o escoamento está estrangulado ou blocado. Uma maior redução da contrapressão, por exemplo até o nível P4 ou abaixo dele não resulta em variações adicionais na distribuição da pressão, ou em qualquer outra propriedade ao longo do comprimento do bocal.

Figura 27 – Variação da pressão e vazão mássica em um bocal convergente.



(a) Variação da vazão mássica em um bocal convergente.Fonte: Çengel e Boles, 2006.



⁽b) Variação da pressão em um bocal convergente.

Adicionando um bocal divergente após o convergente obtém-se um bocal convergentedivergente, que pode acelerar o escoamento acima de Mach 1, dependendo das pressões a montante P_0 e a pressão a jusante P_{cp} dos bocais. A velocidade do fluido continua aumentando após passar pela garganta, embora a área de escoamento aumente rapidamente naquela região. Esse aumento da velocidade após a garganta se deve à rápida diminuição da densidade do fluido. A figura 28 demonstra os possíveis comportamentos do escoamento de um gás ideal na parte divergente do bocal, onde P^* é a pressão crítica, a pressão mais baixa que pode ser obtida na garganta, e o escoamento tem sua vazão mássica limitada, alcançando a vazão máxima (esco-amento blocado), quando Ma = 1. Dependendo das condições de pressão a jusante o escoamento pode se tornar sônico na garganta e depois voltar a ser subsônico como o caso C, ou pode acelerar e se tornar supersônico. Esta segunda situação pode acontecer como nos casos E, F e G ou pode acelerar até que se torne inconsistente e o escoamento gere uma onda de choque, que diminui a velocidade do escoamento para valores subsônicos como no caso D. A variação do número de Mach apresentada por Oliveira, Silva e Mello (2017) está condizente com o caso D da figura 28: o escoamento se torna sônico na garganta e logo após continua a aumentar sua velocidade até o aparecimento de uma onda de choque, o que diminui a velocidade do escoamento para valores subsônicos.





Fonte: Çengel e Boles (2006).

Nos modelos analíticos a vazão de vazamento pode ser modelada de diferentes formas, sendo normalmente modelada como em um bocal convergente com escoamento compressível e isentrópico. Esse modelo é capaz de calcular a vazão mássica que atravessa as folgas, já que a diferença de pressão entre câmaras sucessivas é suficientemente elevada para caracterizar escoamento sônico nas folgas internas (garganta de um bocal).

Lee et al. (2002) compararam 4 tipos de modelos de vazamento propostos em trabalhos anteriores, para modelar o vazamento radial. O primeiro modelo é o de bocal convergente, onde é considerado escoamento compressível e isentrópico. Esse modelo não considera a influência do atrito viscoso, que para os vazamentos radiais pode ser considerado devido ao grande comprimento em relação à folga de topo. O segundo modelo, "Fanno flow model", considera o escoamento adiabático, sendo o bocal convergente no começo do escoamento e uma seção retangular constante com a influência do atrito viscoso. O terceiro modelo é baseado no escoamento incompressível e com efeitos viscosos assumindo um escoamento turbulento totalmente desenvolvido, proposto por Ishii et al. (1996). Por último o "Fagerli's model", que considera o escoamento unidimensional laminar em regime permanente com atrito viscoso entre placas paralelas. Os resultados obtidos pelos autores estão apresentados na figura 29, onde é possível verificar que nos testes com os modelos que consideram o bocal convergente, o escoamento é estrangulado e a máxima vazão mássica é limitada para relações de pressão menores que aproximadamente 0,6.

Os resultados com o modelo do bocal convergente isentrópico obtiveram a maior concordância com os resultados experimentais, apresentados na figura 29b. Comparado com os outros modelos ele também apresentou a maior vazão para pequenas diferenças de pressão ($\varepsilon >$ 0,8), vide figura 29a, por não incluir os efeitos viscosos que são predominantes nessa condição de baixa velocidade pelas folgas. Os outros modelos, que consideram a influência dos efeitos viscosos, apresentaram vazões similares nessa região.



Figura 29 – Resultados experimentais e dos modelos de vazamento obtidos por Lee et al. (2002).

Fonte: Autor "adaptado de" Lee et al., 2002.

vazamentos.



(b) Vazão obtida experimentalmente e com o modelo de bocal convergente isentrópico.

2.4 TRABALHOS SOBRE O EXPANSOR SCROLL

Tanto métodos experimentais como métodos numéricos podem ser utilizados para verificar a influência dos diferentes parâmetros no funcionamento e desempenho do expansor scroll em diferentes aplicações. As simulações CFD do expansor scroll são úteis para prever o desempenho do expansor scroll e melhor entender os fenômenos específicos que ocorrem durante o seu funcionamento. Essas simulações demandam um alto custo computacional e estão em fase inicial, principalmente devido a geometria complexa e o movimento de orbitação do expansor, que altera a posição das folgas internas que devem ser muito bem caracterizadas. Por isso, é comum o uso de modelos determinísticos e semi empíricos para caracterizar o funcionamento geométrico e termodinâmico do expansor.

2.4.1 Resultados de trabalhos

A influência do desempenho de um expansor scroll na eficiência de um ORC foi verificada experimentalmente por Declaye et al. (2013). O expansor scroll utilizado era livre de óleo (oil free), adaptado de um compressor de ar do tipo aberto (open drive) disponível comercialmente. Na tabela 5 estão apresentadas as principais características do compressor scroll que foi adaptado para trabalhar como expansor.

Máxima pressão	10 bar
Deslocamento volumétrico	122~cmş $/rev$
Razão de volumétrica	3,95
Peso	10,4 kg

Tabela 5 – Principais características do compressor scroll utilizado por Declaye et al. (2013).

Fonte: Autor "adaptado de" Declaye et al., 2013.

A caracterização experimental do expansor foi realizada integrado-o a um ORC utilizando R245fa como fluido de trabalho. O sistema ORC foi projetado para uma entrada de calor nominal de 20 kW e uma potência líquida nominal de 1,8 kW. Os pontos de dados experimentais foram usados para gerar um mapa de desempenho do expansor, que permite simular o uso de tal expansor em outros sistemas ORC.

A eficiência isentrópica do expansor foi calculada pela equação 11. Os autores verificaram a influência dos seguintes parâmetros sobre a eficiência isentrópica do expansor: a pressão de entrada (de 9 a 12 bar), pressão de saída (de 1,5 a 4 bar) e a velocidade de rotação (de 2000 a 3500 rpm).

Como a razão de pressão aplicada no expansor é variável, ela difere da razão de pressão ótima (que depende da razão volumétrica do expansor) na maioria dos testes realizados. Quando a razão de pressão coincide com a razão de pressão ótima do expansor a eficiência isentrópica é máxima. Apesar do expansor possuir uma razão volumétrica incorporada fixa, o valor da razão de pressão que maximiza a eficiência isentrópica não é constante para todas as velocidades de rotação. Varia de 3,42 a 2000 rpm a 4,33 a 3500 rpm, devido a outras influências adicionais, como vazamentos internos, perdas por atrito, queda de pressão na entrada e trocas de calor. O valor da máxima eficiência isentrópica também depende da velocidade de rotação. Por exemplo, para uma pressão de entrada de 12 bar, varia de 71,3% a 3500 rpm a 75,7% a 2500 rpm. Esses resultados são apresentados na figura 30, para uma pressão de entrada de 9 bar (figura 30a) e de 12 bar (figura 30b).



Figura 30 – Resultados experimentais da eficiência isentrópica do expansor obtidos por Declaye et al. (2013).

Fonte: Autor "adaptado de" Declaye et al., 2013.

Como o expansor foi testado em um ORC completo, os autores também verificaram influência do desempenho do expansor sobre a eficiência do ciclo. A eficiência do ciclo ORC pode ser definida pela equação 13. A máxima eficiência do ciclo de $\eta_{ciclo} = 8,5\%$ foi alcançada para temperaturas de evaporação e condensação de 97,5 °C e 26,6 °C, respectivamente.

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_{ev}} = \frac{\dot{W}_{meas} - \dot{W}_{pp}}{\dot{Q}_{ev}}$$
(13)

Onde: \dot{Q}_{ev} é a quantidade de calor absorvida pelo fluido de trabalho no evaporador, W é o trabalho líquido do ORC, dado pela diferença entre a potência produzida disponível no eixo do expansor \dot{W}_{meas} e a potência consumida pela bomba do ciclo \dot{W}_{pp} .

O valor absoluto da eficiência do ciclo é baixo, vide 31a. Isso é explicado principalmente pela baixa eficiência de Carnot na temperatura de evaporação imposta (97,5 °C a 12 bar e 85,2 °C a 9 bar). A eficiência da segunda lei, definida como a razão entre a eficiência do ciclo e a eficiência de Carnot, para o ciclo testado esta representada no gráfico da figura 31b. A 3000 rpm, para uma razão de pressão de 4,32 e uma pressão de entrada de 12 bar, o ciclo atinge 48% da eficiência de Carnot. A eficiência de Carnot η_{carnot} é dada pela equação 14, calculada usando as temperaturas de evaporação e condensação do ciclo, expressas em Kelvin.

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_{cd}}{T_{ev}} \tag{14}$$



Figura 31 – Resultados da eficiência de 2ª lei e do ORC obtidos por Declaye et al. (2013).





(b) Variação da eficiência de 2ª lei com a razão de pressão imposta no expansor, para diferentes rotações do expansor scroll.

No trabalho de Lemort et al. (2009) um protótipo de expansor scroll adaptado de um compressor comercial do tipo open-drive e sem óleo também foi integrado a um ORC. O fluido de trabalho utilizado nos testes foi o HCFC-123. Os valores limites das variáveis controladas durante os testes experimentais e dos resultados obtidos estão apresentados na tabela 6. A vazão de fluido \dot{M}_{meas} que flui através do expansor é imposta pela variação do deslocamento da bomba utilizada no ciclo. A temperatura de alimentação do expansor $T_{su,meas}$ é controlado pela temperatura e vazão de ar, que aquece o fluido no evaporador. Polias de diferentes diâmetros e uma máquina assíncrona são utilizadas para controlar a rotação do expansor N. A pressão de exaustão $P_{ex,meas}$ é imposta ajustando vazão de água, que resfria o fluido no condensador.

		Variáveis controladas		
\dot{M}_{meas} (g/s)	$T_{su,meas}$ (°C)	$P_{ex,meas}$ (bar)	$N(min^{-1})$	
45,13-86,25	101,7-165,2	1,38-2,66	1771-2660	
		Resultados obtidos		
\dot{W}_{meas} (W) 382-1820	$P_{su,meas}$ (bar) 5,45-11,12	<i>T_{ex,meas}</i> (°C) 66,4-128	$\epsilon_{iso,meas}$ (%) 0,424-0,680	φ_{meas} (-) 1,067-1,336

Tabela 6 – Intervalo utilizado das variáveis controladas e intervalo dos resultados obtidos.

Fonte: Autor "adaptado de" Lemort et al., 2009.

Os autores verificaram como essas condições de operação afetam o desempenho do expansor, expresso em termos de eficiência isentrópica e fator de preenchimento. A figura 32 mostra os resultados gráficos da eficiência isentrópica $\varepsilon_{s,meas}$ e do fator de preenchimento ϕ_{meas} , em função da pressão de admissão P_{su} e de descarga P_{ex} do expansor, para 3 rotações de funcionamento testadas.



Figura 32 – Resultados experimentais obtidos por Lemort et al. (2009).

pressão, para diferentes rotações do expansor.



(b) Variação do fator de preenchimento com a pressão de entrada, para diferentes rotações do expansor.

Na figura 32a a queda acentuada na eficiência para relações de pressão baixas é devido a perda por sobre-expansão. A máxima eficiência alcançada foi de $\varepsilon_{s,meas} = 68\%$, para uma razão de pressão próxima dos 5,5. Na figura 32b pode-se observar que, quanto menor a velocidade de rotação, maior o fator de preenchimento, devido ao maior impacto dos vazamentos internos sobre a queda de pressão de alimentação. Com o aumento da pressão é esperado um aumento do fator de preenchimento, devido um aumento nos vazamentos internos, porém, esse efeito é equilibrado pelo aumento da perda de carga na admissão. O fator de preenchimento aumenta com os vazamentos internos e resfriamento do fluido na admissão, mas diminui com o queda de pressão da admissão.

Com os resultados experimentais foi possível identificar os parâmetros e calibrar o modelo semi-empírico do expansor scroll utilizado pelos autores, que será melhor detalhado na seção 2.4.2. Segundo os autores, o modelo é capaz de calcular variáveis importantes para utilização no ciclo, como a vazão mássica, potência fornecida no eixo e a temperatura de descarga, além de variáveis secundárias como aquecimento de alimentação, o resfriamento de exaustão, as perdas ambientais, o vazamento interno e as perdas mecânicas. Na figura 33 é apresentado o fluxograma do processo de identificação dos parâmetros experimentais. Para cada condição de funcionamento o modelo de expansor gera os resultados de temperatura de descarga $T_{ex,calc}$, potência disponível no eixo $\dot{W}_{sh,calc}$ e vazão mássica \dot{M}_{calc} , que são comparados com os resultados experimentais. Os valores de parâmetros são encontrados quando o erro entre as medições e os resultados do modelo são menores que o erro admissível ϵ . Os parâmetros encontrados estão apresentados na tabela 7.

Fonte: Autor "adaptado de" Lemort et al., 2009.





Fonte: Autor "adaptado de" Lemort et al. (2009).

Tabela 7 – Parâmetros experimentais identificados no modelo semi-empírico do expansor scroll.

Coeficiente e área de transferência de calor com o ambiente	AU_{amb}	6,4 W/K
Coeficiente e área de transferência de calor na admissão	$AU_{su,n}$	21,2 W/K
Coeficiente e área de transferência de calor na descarga	$AU_{ex,n}$	34,2 W/K
Vazão mássica nominal	M_n	0,12 kg/s
Área de vazamento	A_{leak}	4,6 mm
razão volumétrica	$r_{v,in}$	4,05
Volume máximo da câmara de admissão	$V_{s,exp}$	36,54 cm ³
Área do orifício de entrada	A_{su}	27,43 mm²
Torque de perda mecânica	T_{loss}	0,47 Nm

Fonte: Autor "adaptado de" Lemort et al., 2009.

O modelo validado do expansor foi utilizado para verificar e quantificar a influência de cada uma das causas de perda de efetividade isentrópica e indicar como o projeto do expansor pode ser alterado para obter melhores desempenhos. Os resultados dessa análise estão na figura 34, que apresenta o gráfico com a evolução da efetividade isentrópica em função da razão de pressão imposta ao expansor. A evolução da efetividade no topo da figura 34 é prevista para um modelo que contabiliza apenas as perdas de sub e sobre expansão. A efetividade alcança 1,0 ou 100% apenas para a razão de pressão ótima ($P_{ad} = P_{ex}$). A efetividade isentrópica diminui ao contabilizar as transferências de calor na modelagem, por causa do resfriamento na admissão do

fluido. Esta diminuição pode ser ligeiramente atenuada por um melhor isolamento do expansor (no caso limite, $AU_{amb} = 0 W/K$). Os vazamentos internos e, em menor grau, a queda de pressão na admissão e as perdas mecânicas são as principais perdas que afetam a efetividade isentrópica do expansor.





Fonte: Autor "adaptado de" Lemort et al. (2009).

O trabalho experimental de Fanti et al. (2020), do grupo de pesquisa da FEI, apresenta os resultados obtidos nos testes de um expansor scroll do tipo aberto e isento de óleo, construído pelos autores para fins de pesquisa do expansor trabalhando com ar comprimido. O expansor scroll foi desenvolvido para um deslocamento volumétrico de 75,12 cm³/rev e uma razão volumétrica igual a 3. Um selo de topo inserido por interferência foi utilizado para diminuir os valores da folga radial. As equações utilizadas para definir curvas evolventes foram as desenvolvidas por Blunier et al. (2009), apresentadas na seção 2.2.1.

Dois conjuntos de eixos intermediários, com diferentes excentricidades, foram utilizados para investigar a influência da folga tangencial δ_T sobre o desempenho do expansor. A excentricidade de todos os eixos intermediários foi medida em laboratório de metrologia, e geraram valores teóricos de folga tangencial igual a 57 µm e 165 µm. Correlações apropriadas para potência disponível no eixo do expansor, eficiência isentrópica e fator de preenchimento foram obtidas a partir de dados experimentais, em função da razão de pressão. As perdas por atrito também foram medidas experimentalmente. Foi utilizando um torque de fricção mecânica, que para o scroll testado (aberto e isento de óleo) não depende da rotação.

Os resultados obtidos para o expansor testado estão apresentados na figura 35, para os diferentes valores de folga tangencial, em função da razão de pressão. Os testes foram condu-

zidos para a rotação de 2600 RPM. Durante os testes o expansor descarregava o ar expandido para atmosfera (com pressão absoluta de $P_{atm} = 0,92$ bar) e o ar comprimido que alimentava o expansor estava na temperatura ambiente, de 21°C.

Figura 35 – Resultados experimentais para 2 valores de folga tangencial obtidos por Fanti et al. (2020).



(c) Fator de preenchimento em função da razão de pressão. (d) Vazão mássica em função da razão de pressão.



Fonte: Autor "adaptado de" Fanti et al., 2020.

Pelos resultados da figura 35a, os autores verificaram que a influência da folga de flanco sobre a potência produzida pelo expansor scroll é pequena. Na figura 35b nota-se que a redução da folga tangencial resultou em um aumento na eficiência isentrópica do expansor. Os valores máximos para eficiência isentrópica indicada pelas correlações são 0,439 e 0,505, para folgas de flanco 165 µm e 57 µm respectivamente. A razão de pressão que resultou em máxima eficiência isentrópica foi de 2,95 e 2,87, distante do valor de razão de pressão ótima $r_{p,óti} = 4,65$, obtida pelo autor utilizando a equação 12. Isso ocorre pela ação dos vazamentos interno. A pressão é aumentada no final da expansão, próximo a descarga, reduzindo a relação de pressão que resulta em sobre-expansão. A figura 35c mostra uma clara tendência de maiores valores do fator de preenchimento para altas razões de pressão, para ambos valores de folga investigados. A redução da folga promoveu uma redução significativa no fator de preenchimento, mas não proporcionalmente. Enquanto houve uma diminuição de aproximadamente 70% no valor da folga tangencial o fator de preenchimento diminui apenas 10%. A figura 35d mostra a vazão mássica obtidas experimentalmente em comparação com vazão mássica ideal sem vazamentos internos e confirma que a redução da folga de flanco resultou em menor vazamento, mas não proporcional à redução da folga de flanco. De acordo com os autores, uma explicação para esse comportamento é que os vazamentos radiais são mais intensos do que os vazamentos tangencias no protótipo. Esse resultado foi atribuído ao mal funcionamento dos selos de topo inseridos por interferência no topo das paredes dos scroll móvel e fixo.

A mesma conclusão foi obtida por Oliveira (2017), do grupo de pesquisa da FEI, que realizou a simulação CFD 2D do protótipo de expansor scroll, com o objetivo de verificar o efeito dos vazamentos internos sobre o desempenho de um expansor scroll. Em seu estudo foi considerado apenas o vazamento tangencial, pelo fato do protótipo simulado possuir um selo de topo que teoricamente anularia as folgas radiais. Porém, o autor atribuiu à presença dos vazamentos radiais a divergência entre os resultados da simulação e experimentais. A estratégia do autor foi combinar as folgas radiais e tangenciais em uma única folga tangencial equivalente, de $\delta_T = 0,350$ mm, que resultou em uma vazão de massa correspondente à experimental. Com os resultados da simulação, apresentados na figura 36, o autor verificou que o coeficiente angular das retas, que aproximam os pontos obtidos, é diferente e concluiu que a variação da razão de pressão apresentou maior efeito nos valores experimentais da vazão mássica, não sendo possível caracterizar adequadamente os vazamentos radiais com o uso de uma folga tangencial equivalente para a simulação realizada. Para caracterização dos vazamentos radiais seria necessário efetuar uma simulação tridimensional, que consome mais tempo e recursos computacionais. Além disso, também seria necessário definir um valor de folga radial a ser empregado nessas simulações, pois não era possível obtê-lo a partir do protótipo.

Figura 36 – Comparação do resultado obtido com a simulação CFD com folga tangencial equivalente e o resultado experimental da vazão mássica do expansor.



Fonte: Autor "adaptado de" Oliveira (2017).

2.4.2 Modelos de expansor do tipo scroll

Os modelos semi-empíricos são calibrados através de resultados experimentais, que geram os parâmetros experimentais incluídos no modelo. Esse tipo de modelo apresenta baixo custo computacional e boa robustez numérica, porém, permitem apenas a extrapolação parcial do desempenho do expansor com a variação das condições de operação e características de projeto, devido ao significado físico dos parâmetros do modelo.

Lemort et al. (2009) desenvolveu um modelo semi-empírico, de expansor scroll aberto sem óleo, baseado no modelo de compressor hermético proposto por (WINANDY; SAAVE-DRA; LEBRUN, 2002). Esse modelo é capaz de calcular variáveis importantes para prever o comportamento do expansor scroll, como: vazão mássica, potência gerada no eixo e temperatura de descarga, considerando a influência das diferentes perdas discutidas no capítulo 2.3. O modelo foi inicialmente calibrado no trabalho de Lemort, Teodorese e Lebrun (2006) para um ORC com aplicação em recuperação de calor, trabalhando com vapor de água. Depois foi utilizado nos trabalhos de Lemort (2008) e Lemort et al. (2009), para aplicações em ORC e por Mendoza et al. (2014) utilizando ar comprimido e amônia como fluido de trabalho.

O esquema conceitual do expansor está apresentado na figura 37 e a figura 38 apresenta o diagrama representativo do modelo, com os parâmetros experimentais utilizados para calibragem do modelo e as variáveis de entrada e de saída.



Figura 37 - Representação do modelo conceitual do expansor scroll.

Fonte: Autor "adaptado de" Lemort et al. (2009).

Figura 38 – Diagrama de informações do modelo semi-empírico.



Fonte: Autor "adaptado de" Lemort et al. (2009).

Pela figura 37 é possível verificar que o processo de expansão (su,2 -> ex,2) foi separado da perda de carga na admissão, dos vazamentos internos e da transferência de calor. A passagem do fluido pelo expansor é representada pelas seguintes etapas:

a) Queda de pressão adiabática (su \rightarrow su,1)

As causas da perda de carga na entrada, discutidas na seção 2.3.3, foram agrupadas. A perda de carga é então calculada a partir da vazão que entra no expansor. O escoamento pelo bocal de entrada é modelado como em um bocal convergente isentrópico, e a área da garganta é um parâmetro experimental a ser identificado. Por causa do estado estado estacionário

do modelo esta área representa um valor médio da área efetiva da porta de admissão em todo o processo de admissão (que se estende por uma revolução do eixo).

b) Resfriamento isobárico (su \rightarrow su,2)

São utilizados os parâmetros experimentais relacionados a temperatura fictícia T_w do envelope isotérmico, que representa a massa associada ao expansor, e um coeficiente de transferência de calor entre o envelope e o fluido na admissão (AU_{su}) para calcular a transferência de calor na admissão (Q_{su}). A temperatura do envelope isotérmico é menor que a do fluido admitido, por isso ocorre o resfriamento do fluido durante a admissão.

$$\dot{Q}_{su} = \left[1 - e^{\frac{-AU_{su}}{M_{cp}}}\right] \dot{M}.cp.(T_{su,1} - T_w) = \dot{M}(h_{su,1} - h_{su,2})$$
(15)

Onde: cp é o calor específico a pressão constante.

O coeficiente de transferência de calor varia com a vazão mássica, conforme a equação16. Os autores utilizam a analogia de Reynolds para um escoamento turbulento através de um tubo, assumindo que as propriedades do fluido não se alteram.

$$AU_{su} = AU_{su,n} \left(\frac{\dot{M}}{\dot{M}_n}\right)^{0,8} \tag{16}$$

Onde: $AU_{su,n}$ é o coeficiente de transferência de calor nominal, correspondente a vazão nominal \dot{M}_n .

c) Expansão adiabática e reversível para a pressão imposta pela razão de expansão da máquina (su,2 \rightarrow ad) e expansão adiabática a volume constante (ad \rightarrow ex,2)

O modelo desenvolvido assume que não existe trabalho diretamente associado à sub e sobre-expansão. As perdas por sub e sobre expansão afetam a potência interna gerada pelo expansor \dot{W}_{in} , e podem ser modeladas dividindo o processo de expansão em duas partes: w₁ - expansão isentrópica para a pressão interna P_{in} , imposta pela razão volumétrica da máquina; w₂ - expansão adiabática (ou recompressão) a volume constante da máquina V_{ex} à pressão de exaustão. Assim, a modelagem da potência interna produzida pelo expansor, levará em conta a divergência entre a razão de pressão do expansor e a razão de pressão externa.

$$W_{in} = \mathbf{W}_1 + \mathbf{W}_2 \tag{17}$$

Onde: No caso de sub-expansão w₂ será positivo e no caso de sobre-expansão negativo.

d) Mistura adiabática entre a vazão de fluido expandida e os vazamentos internos $(ex, 2 \rightarrow ex, 1)$

e) Exaustão isobárica com resfriamento ou aquecimento do fluido (ex, $1 \rightarrow ex$)

Da mesma forma que na admissão, ocorre a transferência de calor na exaustão (Q_{ex}), do fluido com o envelope fictício isotérmico.

Os autores expressaram o desempenho do expansor scroll em termos da eficiência isentrópica, relação entre a potência medida no eixo do expansor e a potência isentrópica (vide equação 11), e do fator de preenchimento, relação entre a vazão em massa medida e a vazão em massa teórica (vide equação 9).

Para o modelo, a potência gerada no eixo W_{sh} é a diferença entre a potência interna produzida \dot{W}_{in} e a potência dissipada pelas perdas mecânicas \dot{W}_{loss} , logo a perda de potência mecânica diminui a potência disponível no eixo do expansor, conforme a equação 18. A potência interna produzida é a soma das potências da admissão \dot{W}_{su} , expansão \dot{W}_{ex} e descarga \dot{W}_{des} . O processo de admissão, que ocorre quando a câmara de admissão está ligada à linha de admissão, o processo de expansão quando a câmara não tem mais comunicação com a linha de admissão e o processo de descarga começa quando a câmara de descarga está ligada à linha de descarga.

$$\dot{W}_{sh} = \dot{W}_{in} - \dot{W}_{loss} = (\dot{W}_{su} + \dot{W}_{ex} + \dot{W}_{des}) - \dot{W}_{loss}$$
 (18)

As fontes de perdas devido ao atrito, como nos rolamentos e entre os scroll móvel e fixo, foram agrupadas em uma potência dissipada pelas perdas mecânicas \dot{W}_{loss} que é calculada com base no torque de perda mecânica T_{loss} , um parâmetro a ser identificado. O modelo assume que esse torque é independente da rotação da máquina N, conforme a equação 19.

$$W_{loss} = 2.\pi.N.T_{loss} \tag{19}$$

A diferença entra a vazão que entra no expansor \dot{M} e a vazão dos vazamentos internos \dot{M}_{leak} é a vazão interna no expansor (\dot{M}_{in}), que gera a potência interna. A vazão dos vazamentos internos foi calculada utilizando o modelo do escoamento compressível isentrópico em um bocal convergente, combinando as equações conservação de massa e energia ao longo do bocal. As áreas por onde ocorrem os vazamentos radiais e tangenciais, foram agrupadas em uma única área fictícia da garganta A_{leak} , que é um parâmetro a ser identificado.

$$\dot{M}_{leak} = \frac{A_{leak}}{v_{thr}} \sqrt{2(h_{su,2} - h_{thr})}$$
⁽²⁰⁾

Onde: $h_{su,2}$ é a entalpia nas condições de entrada no bocal, h_{thr} e v_{thr} são, respectivamente, a entalpia e o volume específico para as condições da garganta.

A pressão na entrada do bocal é $P_{su,2}$. A pressão na garganta P_{thr} corresponde ao máximo entre as pressões de exaustão $P_{ex,2}$ e a crítica P^* .

$$P_{thr} = M \hat{A} X(P_{ex,2}, P^*) \tag{21}$$

Devido ao efeito do estrangulamento do escoamento, a máxima vazão dos vazamentos internos é restringida pela relação de pressão crítica. A pressão crítica é calculada considerando o fluido refrigerante como um gás perfeito, de relação entre calores específicos γ , conforme a equação 22.

$$P_{crit} = P_{su,2} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \tag{22}$$

O envelope isotérmico representa a massa associada ao expansor e é utilizado para calcular a perda de calor para o ambiente (\dot{Q}_{amb}) , e a transferência de calor na admissão (\dot{Q}_{su}) e exaustão (\dot{Q}_{ex}) . As perdas para o ambiente são calculadas conforme a equação 23, introduzindo um coeficiente de transferência de calor global AU_{amb} entre o envelope isotérmico e o ambiente. A temperatura T_w é calculada pelo balanço de energia no envelope isotérmico dentro do regime permanente.

$$\dot{Q}_{amb} = AU_{amb}(T_w - T_a mb) \tag{23}$$

Esse modelo não é interessante na fase de projeto do expansor, pois é necessário que o expansor scroll já exista fisicamente e que seja possível realizar experimentos com o mesmo (testes experimentais geram maiores custos e consomem mais tempo). Porém pode ser facilmente implementado em uma simulação de ORC, por exemplo, fornecendo resultados mais realistas. Esse tipo de modelo apresenta baixo tempo computacional e boa robustez numérica, porém, permite apenas a extrapolação parcial do desempenho do expansor com a variação das condições de operação e características de projeto, devido ao significado físico dos parâmetros experimentais no modelo.

Utilizando o modelo determinístico é possível obter os mapas de desempenho, que geram dados para levantamento de parâmetros utilizados nos modelos semi-empíricos, não sendo necessário realizar o experimento para obter tais parâmetros. De acordo com Lemort (2008), os modelos determinísticos são baseados em equações diferenciais de conservação de massa e energia, sendo importantes para melhor compreender todos os processos físicos relacionados ao funcionamento do expansor. Raramente um modelo é puramente determinístico, sendo ne-cessário incluir parâmetros experimentais para diminuir a complexidade do problema, o que influencia no tempo de desenvolvimento e capacidade computacional. O mínimo de parâmetros experimentais devem ser adicionados, pois adicionar um parâmetro experimental significa perder a oportunidade de melhor caracterizar um componente, além do risco de atribuir um valor arbitrário a esse parâmetro e ocultar um problema na modelagem.

Lemort (2008) adaptou o modelo de compressor scroll utilizado em refrigeração de Chen et al. (2002) para um modelo determinístico de expansor scroll. A modelagem proposta foi de seguir uma série de volumes de controle em regime transiente ao longo de uma volta inteira do ângulo de orbitação do expansor, discretizado em vários passos de tempo.

A modelagem foi realizada em duas etapas. Primeiramente foi desenvolvido o "modelo geométrico", que descreve a geometria do expansor através de equações analíticas das espirais, e é capaz de determinar a evolução dos volumes das câmaras, das áreas de vazamentos internos e das áreas de troca de calor com a variação do ângulo de orbitação. Os resultados do modelo geométrico foram então utilizados na segunda etapa, no "modelo de expansão". Nesse modelo as equações de conservação de massa e energia foram estabelecida e numericamente solucio-nadas para cada câmara. Com isso foi possível obter a evolução da temperatura e pressão das câmaras do expansor com a variação do ângulo de orbitação.

No "modelo geométrico"são levados em conta: descrição das equações analíticas das espirais do scroll, os ponto de contato entre a espiral fixa e móvel, o ângulo onde as espirais terminam e o ângulo de orbitação, definido como zero ($\theta = 0$) onde a câmara de admissão tem volume mínimo e começa a aumentar. Com isso é possível definir e calcular: as áreas e volumes das diferentes câmaras formadas; as áreas do bocal de entrada e saída; as áreas por onde ocorrem os vazamentos internos.

As áreas por onde ocorrem o vazamento tangencial e o vazamento radial foram calculadas separadamente. As áreas dos vazamentos de topo, que são determinadas pela porção da espiral que separa as câmaras, variam com a posição do scroll. As áreas por onde ocorrem os vazamentos tangenciais são constantes, e foram calculadas como o produto entre a folga tangencial e a altura da parede do scroll.

Os resultados do "modelo geométrico"são usados para resolver o "modelo de expansão", que leva em conta as equações diferenciais que governam o processo de expansão do fluido, a

vazão dos vazamentos internos, as transferências de calor entre o fluido e a massa de metal do expansor e as perdas mecânicas.

Primeiramente os autores desenvolvem as equações de conservação de energia e massa para um volume de controle e utilizam as informações da variação do volume de cada câmara para determinar o comportamento do fluido ao longo do processo de expansão do scroll, utilizando a energia interna e o volume específico.

Lemort (2008) comenta que para o expansor operando no ciclo estudado foi mais conveniente utilizar a variação de temperatura e pressão e em seguida assume que o fluido é um gás ideal, limitando sua aplicação a certos tipos de fluidos.

Para modelar os vazamentos internos o autor utilizou a mesma estratégia utilizada no modelo semi empírico, considerando o escoamento compressível em isentrópico em um bocal convergente e assumindo que o fluido se comporta como gás ideal. A única diferença é o uso de um coeficiente de descarga na equação 20, para corrigir a área da garganta, que utiliza as informações das áreas de vazamentos do modelo geométrico.

O "modelo de massa concentrada"ou "lumped elements"foi utilizado para determinar as transferências de calor. Esse modelo considera o expansor scroll e seus componentes separados e com uma temperatura uniforme, conforme a figura 39, levando em consideração os seguintes fatos:

a) A tubulação de admissão esfria o fluido e aumenta sua massa específica;

b) O scroll esfria o fluido na câmara de admissão, aquece ou esfria nas câmaras de expansão e aquece na câmara de descarga;

c) O scroll fixo é aquecido no "plenum", câmara localizada entre o orifício de entrada do scroll e o orifício de admissão do expansor;

d) O calor transferido do ambiente precisa ser incluído no balanço de energia do expansor.

Nos estágios iniciais do desenvolvimento do modelo, os elementos agrupados eram os scroll móvel e fixo (cuja temperaturas médias foram assumidas iguais), a carcaça, o ambiente, as câmaras e o plenum. A análise dos resultados revelou que a distinção entre as temperaturas da carcaça e scrolls aumentou em grande parte o tempo computacional sem impacto significativo nos resultados, devido ao pequeno gradiente de temperatura dentro da máquina. Como consequência, o autor juntou a temperatura dos scroll e da carcaça em um único elemento isotérmico.



Figura 39 – Elementos identificados para transferência de calor do expansor.

Fonte: Autor "adaptado de" Lemort (2008).

As temperaturas do scroll, para cada instante de tempo, foram calculadas considerando que a temperatura varia linearmente com suas temperaturas médias e o ângulo de orbitação, seguindo os resultados experimentais obtidos por Jang e Jeong (2006), que mediu a distribuição de temperatura ao longo dos scroll, no caso de um compressor. Os autores utilizaram correlações experimentais para encontrar o coeficiente de transferência de calor por convecção, utilizado para calcular as transferências de calor que ocorrem entre os elementos.

O modelo foi validado para o expansor operando em um ORC e num Ciclo Ericsson, e então simulado para identificar as fontes de ineficiências do expansor scroll. Além disso, Lemort (2008) investigou como o desempenho do expansor scroll se comporta com a variação de parâmetros de operação (pressão e rotação) e de design. Entre as conclusões, destacam-se:

a) O expansor scroll funcionando em um ciclo ORC é caracterizado por uma rotação ótima.

Com o aumento da rotação do expansor a influência dos vazamentos internos é menor, porém existe um aumento na queda de pressão na admissão e descarga. Essa tendência pode ser observada na figura 40. O expansor obteve a maior eficiência isentrópica na região próxima de 2000 rpm, para a maioria das razões de pressão testadas no modelo.





Fonte: Autor "adaptado de" Lemort (2008).

b) Os vazamentos internos possuem a maior influência no desempenho do expansor.

Variando as folgas no modelo, o autor verificou que a potência no eixo aumenta com a folga tangencial, enquanto diminui com a folga radial, vide figura 41a.

A figura 41c mostra que o aumento da folga tangencial tende a aumentar a queda de pressão na admissão, porém, tem maior peso aumentando a pressão durante a expansão, gerando um aumento da área do diagrama P-V e consequentemente na potência do eixo. Comparado com os vazamentos tangenciais os radiais são mais sensível as folgas (vide figura 41b), como consequência causam uma grande queda de pressão, e diminuição da área do diagrama P-V, conforme mostra a figura 41d.

O aumento da folga tangencial, apesar de aumentar a potência no eixo, afeta negativamente a eficiência isentrópica, devido ao aumento da vazão mássica no expansor, conforme a figura 41b. Ou seja, o aumento dos vazamentos internos não é compensado pelo aumento da potência no eixo. Na figura 41e é possível verificar que reduzindo a folga tangencial pela metade a eficiência isentrópica é aumentada em aproximadamente 5%, enquanto que reduzindo a folga radial a eficiência aumenta em 10%.



Figura 41 – Influência da variação das folgas no modelo.







V [m³] (d) Influência dos vazamentos radiais sobre a pressões nas câmaras.

começo da expansão

0.8

1.2

1.4

1.6

x 10⁻⁴

0.6

0.4



Fonte: Lemort (2008).

2.5 MODELO TERMODINÂMICO DETERMINÍSTICO DESENVOLVIDO POR MAIO-CHI (2019)

O modelo de expansor do tipo scroll utilizado no presente trabalho é derivado do modelo previamente desenvolvido por Maiochi (2019), do grupo de pesquisa da FEI. Esse modelo será detalhado nesta seção, uma vez que a modelagem geométrica e termodinâmica, além da abordagem utilizada para incluir os vazamentos tangenciais e o atrito serviram de base para o modelo.

Maiochi (2019) desenvolveu um modelo termodinâmico, baseado na solução transiente da equação de conservação de massa e da equação de conservação de energia, para simular o funcionamento de um expansor do tipo scroll com ar comprimido como fluido de trabalho e as características geométricas do protótipo desenvolvido por Fanti (2017).

Com o uso desse modelo é possível obter a potência gerada no eixo do expansor, eficiência isentrópica, fator de preenchimento e vazão em massa, inclusive a dos vazamentos internos, por meio da solução numérica implantada em linguagem de programação C# juntamente com a biblioteca *CoolProp* de propriedades termodinâmicas convertidas em funções matemáticas, apresentada por Bell et al. (2014).

Para modelagem do comportamento físico do expansor o autor considera 4 câmaras, de admissão (1), expansão (2) e (3) e a de descarga (4), que variam de volume com o ângulo de orbitação θ , conforme mostra a figura 42. Os volumes dessas câmaras foram obtidos pela equação 24. O ponto de referência para $\theta = 0$ é o momento em que o volume das câmaras é mínimo e os coeficientes que ajustam a equação para a geometria do expansor estão apresentados na tabela 8, obtidos através de um programa CAD e a geometria utilizada para construir o protótipo de expansor scroll.

$$V_n(\theta) = a_0 + a_1\theta + a_2\theta^2 \tag{24}$$

n	a_0	a_1	a_2
1	11,63	0,10698	0,000297167
2	77,03	0,21396	0,0
3	154,05	0,21396	0,0
4	630,59	-0,53490	-0,000297167

Tabela 8 – Coeficientes das equações de volume das câmaras.

Fonte: Maiochi, 2019.



Figura 42 – Volume nas câmaras em função do ângulo de orbitação.

Fonte: Maiochi (2019).

Assim é possível obter numericamente a evolução do volume das câmaras no expansor scroll, que são essenciais para resolver o modelo termodinâmico. A derivada do volume no tempo é escrita em função da rotação ω e da derivada do volume em relação ao ângulo θ , conforme a equação 25.

$$\frac{dV}{dt} = \frac{dV}{d\theta}\frac{d\theta}{dt} = \frac{dV}{d\theta}\omega$$
(25)

O modelo termodinâmico utilizado pelo autor baseia-se na solução transiente da equação de conservação de energia e da equação de conservação de massa para um volume de controle. Essas duas equações descrevem a evolução das propriedades termodinâmicas do fluido dentro das câmaras do expansor, desde o início da admissão até o final da descarga, e são resolvidas para as câmaras de expansão formadas dentro do expansor scroll. As condições das câmaras de admissão e descarga são conhecidas, condição do fluido de alimentação do fluido de trabalho no expansor e do meio para o qual o fluido de trabalho é expandido.

Para um volume de controle, a conservação de massa pode ser descrita conforme a equação 26 e a conservação de energia conforme a equação 27.

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{in} \dot{m} - \sum_{out} \dot{m}$$
(26)

Onde: m é a massa dentro da câmara do scroll e \dot{m} é a vazão de massa passando através dos vazamentos internos localizados entre as câmaras ou entre as câmaras e a admissão (ou descarga) do expansor scroll (que atravessa a superfície de controle).

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_{in} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) - \sum_{out} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)$$
(27)

Onde: $\frac{dE}{dt}$ é a variação da energia total do volume de controle no tempo, \dot{Q} é a taxa de transferência de calor, \dot{W} é a potência e $h + \frac{V^2}{2} + gz$ é a energia associada à vazão em massa que atravessa a superfície de controle, composta pela entalpia, energia cinética e energia potencial.

Para análise do sistema simples compressível foi considerado que a variação da energia total do sistema durante o processo de expansão é a soma das mudanças nas energias interna, cinética e potencial. Para o modelo, o autor assumiu as seguintes hipóteses: a massa contida no interior de cada volume de controle (ou seja, em cada câmara) têm propriedades uniformes (modelo que é conhecido como "lumped"ou "modelo de massa concentrada"), assim o trabalho pode ser expresso como o produto da pressão da câmara pela variação do volume da câmara no tempo; o calor transferido em uma câmara é desprezível ($\dot{Q} = 0$); a variação das energias potencial e cinética em uma câmara são desprezíveis, consequentemente, a energia interna total do volume de controle é reduzida ao seu valor de energia interna (logo, $\frac{dE}{dt} = \frac{dU}{dt}$). Assim, a equação 27 assume a forma da equação 28.

$$m\frac{du}{dt} = -P\frac{dV}{dt} + \sum_{in}\dot{m}h - \sum_{out}\dot{m}h - u\frac{dm}{dt}$$
(28)

Onde: u é a energia interna por unidade de massa e P é a pressão do fluido.

A solução numérica da equação 28 foi realizada pelo método de Euler explícito, resultando na equação 29, que permite obter a solução ao longo do tempo, a partir de condições iniciais (u_0, P_0, m_0) .

$$u_{i+1} = u_i + \Delta t \left[\frac{1}{m_i} \left(-P_i \frac{d\Psi}{dt} + \sum_{in} \dot{m}h - \sum_{out} \dot{m}h - u_i \frac{dm_i}{dt} \right) \right]$$
(29)

O cálculo da derivada do volume das câmaras pelo tempo $\frac{d\Psi}{dt}$ é feito por meio da equação 25 e tabela 8, que fornece o volume das câmaras em função da posição angular.

A massa em cada câmara do scroll é atualizada pelo método de Euler explícito, utilizando a equação 30, resultante da equação do balanço de massa do volume de controle.

$$m_{i+1} = m_i + \Delta t \left(\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \right) \tag{30}$$

As variações de pressão no tempo e as demais propriedades, como temperatura nas câmaras internas do expansor scroll, foram determinadas utilizando as duas propriedades do

fluido: energia interna, obtida pela equação 29 e volume específico, que depende do volume e a massa de cada câmara, e é obtido pelas equações 24 e 30.

O modelo termodinâmico elaborado foi capaz de determinar as potências em cada câmara do expansor scroll, a potência total e a eficiência isentrópica em função da relação de pressão e rotação, considerando a influência das perdas mecânicas, da sub e sobre expansão e dos vazamentos radiais. O fator de preenchimento e a eficiência isentrópica foram calculados utilizando as equações 9 e 11, respectivamente. O autor não considerou a influência dos vazamentos de topo (radiais), da perda de carga no bocal de entrada e da transferência de calor, que são sugeridas como possíveis continuidades para o trabalho.

Os vazamentos tangenciais foram modelados como um escoamento compressível isentrópico em um bocal convergente. A equação 31 é utilizada para o cálculo das vazões em massa dos vazamento no caso da pressão a montante ser menor que a pressão crítica e o escoamento estar blocado, sendo a velocidade do som na garganta. O cálculo da velocidade do som, do volume específico e da vazão em massa pela folga é realizado com base na pressão crítica, que é obtida por meio do método da bisseção, e a entropia do fluido na câmara a montante.

$$\dot{m}_{leak} = \frac{C^* A_{leak}}{v^*} \tag{31}$$

Onde: \dot{m}_{leak} é a vazão total em massa dos vazamentos internos, v^* é o volume específico do fluido para a pressão crítica, C^* é a velocidade do som para a pressão crítica e A_{leak} é a soma das áreas por onde ocorrem os vazamentos tangenciais na câmara.

Caso a pressão da câmara a montante seja maior que a pressão crítica o escoamento é subsônico. Nesse caso a velocidade do escoamento é calculada pela equação 32, obtida por meio da conservação de energia entre a garganta (thr) e a câmara a montante da garganta (1), considerando que a velocidade a montante é nula:

$$V_{thr} = \sqrt{2.(h_1 - h_{thr})} \tag{32}$$

A vazão em massa para os vazamentos com escoamento subsônico através das folgas do expansor scroll é dada por:

$$\dot{m}_{leak} = \frac{V_{thr} A_{leak}}{v_{thr}} \tag{33}$$

A figura 43 mostra a área por onde ocorre o vazamento tangencial e a sua localização no expansor scroll, no caso do vazamento da câmara de admissão para a câmara de expansão.
A área por onde ocorrem os vazamentos tangenciais é constante, e pode ser calculada como o produto entre a folga tangencial e a altura da parede do scroll somada com a distância do topo do scroll com a base do outro scroll.





Figura 43 – Área de vazamento tangencial e exemplo da sua localização no protótipo de expansor scroll.

A influência dos vazamentos radiais não foi considerada, pois o protótipo do expansor utilizava uma selagem no topo das paredes do scroll, que teoricamente deveria reduzir os vazamentos a ponto de serem irrelevantes. Porém, como mostra o gráfico da figura 44, os resultados do modelo simulado com folga tangencial $\delta_T = 165 \ \mu m$ (folga aproximada do protótipo) e os resultados experimentais obtidos por Romão (2017), o autor obteve um erro máximo de 22,4% para a potência gerada, atribuído ao fato da selagem utilizada no protótipo não ser eficiente e gerar o vazamento radial, que afeta o desempenho do expansor.

Figura 44 – Resultado da simulação com folga tangencial equivalente à do protótipo de expansor e o resultado experimental.



Fonte: Maiochi (2019).

Fonte: Autor "adaptado de" Oliveira, 2017.

Para verificar a influência da folga tangencial foram gerados resultados utilizando diferentes valores de folga: sem vazamentos internos $\delta_T = 0 \,\mu$ m, folga aproximada do protótipo δ_T = 165 μ m e redução em quase 70% da folga do protótipo, para $\delta_T = 50 \,\mu$ m. Na figura 45a é possível verificar que o aumento da folga gera um aumento na potência, uma vez que uma maior vazão de fluido entra no expansor. Como é mostrado na figura 45b, esse aumento de vazão faz com que a eficiência do expansor diminua, visto que uma maior parte de fluido atravessa as câmaras pelas folgas tangenciais, que são maiores, sem realizar trabalho útil. Uma redução média de 10,9% da potência do expansor foi observada quando a folga do expansor foi reduzida de δ_T = 165 μ m para $\delta_T = 50 \,\mu$ m, já a eficiência isentrópica apresentou um aumento médio de 27,9% com a mesma redução da folga tangencial.



Figura 45 – Resultados do modelo para diferentes valores de folga tangencial.

Fonte: Autor, adaptado de Maiochi (2019).

O gráfico da figura 45b apresenta os resultados da simulação do expansor sem vazamentos. A eficiência não alcança 100%, mesmo para a razão de pressão ótima, devido as perdas por atrito. O torque de atrito foi considerado como constante pelo autor, pois o torque de fricção mecânica para scroll do tipo aberto (open-drive) e sem lubrificação (oil free) é independente da velocidade de rotação do scroll, conforme discutido na seção 2.3.2. A perda de potência mecânica sobre potência disponível no eixo do expansor foi calculada conforme equação 19, utilizando o valor do torque de atrito obtido em testes experimentais, apresentados na figura 46. É possível observar a influência da resistência do ar no valor do torque medido experimentalmente, para o protótipo de expansor scroll operando como uma bomba de vácuo e também como um compressor. Como a bancada de testes utilizada no experimento não permitia testar o expansor no vácuo, existe a influência cada vez maior da resistência do ar com o aumento da rotação. O valor extrapolado para a velocidade de rotação do expansor tendendo a zero, utilizado para o modelo, foi de 0,65 Nm.



Figura 46 – Influência do torque de atrito no protótipo de expansor.

Fonte: Maiochi (2019).

A figura 47 mostra a potência calculada sem as perdas por vazamentos e atrito em comparação com a potência isentrópica, sendo possível notar que a potência total se afasta inferiormente da potência isentrópica para relações de pressão muito alta ou muito baixas, evidenciando a influência da sub e sobre expansão para relações de pressão diferentes da ótima para o expansor. O valor da razão de pressão ótima do protótipo de expansor utilizado no modelo pode ser calculado com a equação 12. O expansor possui razão volumétrica rv = 3, gerando uma razão de pressão ótima igual a $r_{p,óti} = 4,65$. No gráfico da figura 48, obtido com os resultados da simulação do modelo desconsiderando os vazamentos internos e atrito, a eficiência isentrópica do expansor atingiu 100% apenas para relação de pressão ótima $r_{p,óti} = 4,65$.





Fonte: Maiochi (2019).



Figura 48 – Eficiência isentrópica em função da relação de pressão.

Fonte: Maiochi (2019).

Por não utilizar a hipótese de gás ideal, é possível realizar a simulação do expansor quando o fluido encontra-se em estado próximo da saturação, condição comum quando se usa o ORC. Quando comparado com o modelo desenvolvido por Lemort (2008), que usa a hipótese de gás ideal, ele é mais robusto e adequado para aplicações em ORC.

O modelo gerou resultados compatíveis com os resultados experimentais do protótipo de expansor que foi modelado, em menos de 30 segundos. Resultados que exigiram menos uso computacional que das simulações numéricas do mesmo expansor scroll por CFD, realizadas por Oliveira (2017) e Silva (2017), que demoram cerca de 8 horas para uma simulação 2D e 140 horas para uma 3D.

O autor ainda comenta que, adicionando os efeitos dos vazamentos radiais, será possível obter resultados ainda mais próximos do comportamento real do expansor. O mesmo é válido para o caso da melhoria da selagem de topo do protótipo do expansor, que reduzindo consideravelmente os efeitos dos vazamentos radiais deve aproximar o comportamento do protótipo conforme os resultados obtidos na simulação do modelo termodinâmico.

2.6 COMENTÁRIOS SOBRE A REVISÃO DA LITERATURA

Apesar da aplicação do expansor scroll se mostrar interessante para geração de energia descentralizada de pequena escala utilizando o ORC e CAES, ela é, em sua maioria, com expansores protótipos adaptados de compressores scroll em trabalhos acadêmicos. Os vazamentos internos tem o maior peso na redução de eficiência isentrópica de expansores scroll, um alto valor do fator de preenchimento indica que a eficiência do expansor é baixa. O emprego de processos de fabricação mais precisos, uso do recobrimento abrasivo e a escolha correta do tipo de selo de topo são maneiras de reduzir as folgas internas do expansor, que causam os vazamentos internos. Porém, são raros os trabalhos que verificam a influência dessas características na eficiência isentrópica e no fator de preenchimento.

As simulações CFD do expansor mostram que pelas folgas internas do expansor ocorrem os efeitos característicos de um bocal convergente-divergente, como escoamento supersônico e formação de ondas de choque na região das folgas. Nos modelos analíticos, o modelo do bocal convergente isentrópico é utilizado para modelar os vazamentos internos, já que a diferença de pressão entre câmaras sucessivas é suficientemente elevada para caracterizar escoamento sônico nas folgas internas.

Devido à dificuldade de modelar a transferência de calor que ocorre durante o processo de expansão, nos modelos analíticos a massa da carcaça e dos scroll (fixo e móvel) são associadas a uma massa fictícia, de temperatura uniforme, por onde ocorrem as transferências de calor com o ambiente e com o fluido.

Com o uso de modelos analíticos é possível obter os mapas de desempenho do expansor, que podem ser implementados em estudos de ciclo, por exemplo, fornecendo resultados mais realistas, sensíveis às variações dos parâmetros de entrada no expansor. Para o uso de modelos no ORC não é interessante considerar o fluido de trabalho como um gás ideal, já que essa simplificação não caracteriza bem o comportamento dos fluidos orgânicos utilizados no ORC.

Durante a fase de projeto do expansor scroll o uso do modelo determinístico apresentam maiores vantagens. Demandam um menor custo computacional, quando comparado com as simulações CFD, e não existe a necessidade de realizar experimentos para calibrar o modelo com parâmetros experimentais, necessários nos modelos semi-empíricos.

3 METODOLOGIA

Esta seção discute a metodologia empregada na elaboração do modelo numérico para simulação do funcionamento do expansor scroll. Inicialmente, detalhes da simulação computacional do modelo são apresentadas, em seguida discute-se a forma de obtenção das áreas de vazamentos radiais em cada câmara do expansor scroll em função do ângulo de orbitação. Depois é apresentada a abordagem utilizada para inclusão das transferências de calor e da perda de carga na admissão no modelo do expansor. Por fim é indicado como é feito o cálculo da eficiência isentrópica e do fator de preenchimento.

3.1 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

O modelo desenvolvido neste trabalho deriva do modelo termodinâmico determinístico de expansor scroll desenvolvido por Maiochi (2019), descrito na seção 2.5. As estratégias para modelagem geométrica e termodinâmica, além das abordagens utilizadas para incluir os vazamentos tangenciais e o atrito são as mesmas do modelo original. Foram adicionadas ao modelo as influências dos vazamentos radiais, da perda de carga na admissão e da transferência de calor sobre o desempenho do expansor scroll.

O presente modelo, assim como o original, utiliza as características geométricas do protótipo de expansor scroll do grupo de pesquisa da FEI. É possível prever o desempenho do expansor scroll através da solução numérica implantada em linguagem de programação C# juntamente com a biblioteca *CoolProp* de propriedades termodinâmicas convertidas em funções matemáticas, possibilitando a obtenção das propriedades para uma ampla gama de refrigerantes e fluidos aplicáveis ao ORC.

Por não utilizar a hipótese de gás ideal, a presente abordagem permite a simulação do expansor quando o fluido encontra-se em estado próximo da saturação, condição muito comum quando se usa o ciclo ORC. Logo, o modelo validado, através da comparação com os resultados experimentais disponíveis nos trabalhos do grupo de pesquisa da FEI, pode ser utilizado para simular o funcionamento do expansor scroll utilizando o ar comprimido (aplicações no Armazenamento de Energia por Ar Comprimido, CAES) e fluidos orgânicos (aplicações no Ciclo Orgânico de Rankine, ORC).

A figura 49 mostra o esquema conceitual do expansor scroll funcionando com ar comprimido. O fluido de trabalho chega no expansor com as condições de pressão P_{su} e temperatura T_{su} da tubulação de alimentação. Ocorre o resfriamento na admissão e a temperatura do fluido é alterada para $T_{su,1}$ antes do início expansão. As câmaras internas geram o trabalho, considerando os efeitos da perda de carga e dos vazamentos internos pelas folgas radiais e tangenciais. A perda de potência devido o atrito W_{loss} diminui a potência disponível no eixo do expansor W_{sh} . A temperatura do fluido após a expansão T_{ex} pode ser maior ou menor que a temperatura da massa do expansor T_{iso} . Caso a temperatura T_{ex} seja menor que a temperatura T_{iso} , a transferência de calor resultante produzirá um aumento de temperatura do fluido, alterando-a para $T_{ex,1}$. A descarga do fluido pode ser para a atmosfera, nas condições de temperatura T_4 e pressão P_4 atmosféricas, como nos testes experimentais com o protótipo do grupo de pesquisa da FEI, ou para tubulação que vai ao condensador, para a configuração mais simples do ORC. A transferência de calor ocorre pela massa do expansor, que possui temperatura uniforme e constante.

Figura 49 – Esquema conceitual do expansor scroll.



Fonte: Autor.

A representação do modelo desse trabalho, com os parâmetros geométricos, condições de entradas e saídas, está apresentada na figura 50.

Figura 50 – Diagrama de informações do modelo elaborado.



Fonte: Autor.

3.2 VAZAMENTOS RADIAIS OU DE TOPO

Os vazamentos internos foram modelados como um escoamento compressível isentrópico em um bocal convergente. Para cálculo das vazões em massa dos vazamentos as áreas dos vazamentos tangenciais e radiais foram agrupadas em uma única área da garganta A_{total} , uma vez que as propriedades nas câmaras são consideradas uniformes, gerando uma única vazão de vazamentos que engloba os vazamentos radias e tangenciais.

A área por onde ocorrem os vazamentos radiais é variável, pois o perímetro que separa as câmaras varia ao longo da revolução do expansor, de acordo com o ângulo de orbitação θ , como mostra na figura 51.

Os valores das áreas por onde ocorrem os vazamentos radiais do protótipo de expansor scroll são obtidos através da equação 34.

$$A_R(\theta) = 2.p(\theta).\delta_R \tag{34}$$

Onde: A_R é a área por onde ocorre o vazamento radial ou de topo, p é o perímetro que separa as câmaras e δ_R é o valor da folga radial ou de topo.



Figura 51 – Variação dos perímetros que separam as câmaras 1 e 2.

(a) Representação do local de vazamento radial em $\theta = 45^{\circ}$.(b) Representação do local de vazamento radial em $\theta = 220^{\circ}$.

Fonte: Autor.

Com o auxilio de um programa CAD é possível obter os valores dos perímetros que separam as câmaras em função do ângulo de orbitação do expansor θ . Verificou-se que esse perímetro, e consequentemente a área por onde ocorrem os vazamentos de topo, aumenta linearmente com o do ângulo de orbitação do expansor, de acordo com a equação 35, que retorna o valor do perímetro em milímetros. Os valores dos coeficientes dessa equação, adquiridos para o protótipo do expansor, estão apresentados na tabela 9. O vazamento da câmara 3 e 4 pode ocorrer nos dois sentidos, dependendo se ocorrer a sub ou sobre expansão, ou seja, se a pressão da câmara 3 (expansão) for maior ou menor que a pressão da câmara 4 (descarga).

$$p(\theta) = a.\theta + b \tag{35}$$

Vazamento radial câmara	а	b
1 -> 2	0,4014	56,53
2 -> 3	0,4014	201,04
3 <-> 4	0,4014	345,55

Tabela 9 – Coeficientes da equação 35.

Fonte: Autor.

O valor da folga radial dependerá do selo de topo (inserido por interferência ou com folga), da rugosidade média da superfície das bases internas do scroll móvel e fixo e da deformação dos eixos intermediários. Portanto, diferente da folga tangencial, seu valor varia com a força exercida pela pressão do fluido de trabalho nas câmaras internas do expansor scroll, que atuam nas bases dos scroll móvel e fixo tentando separá-las, conforme mostrado na figura 52. Figura 52 – Atuação da pressão na câmara interna do expansor scroll.



Fonte: Autor.

As forças devido a pressão nas câmaras internas causam uma deformação nos eixos intermediários (vide figura 18) e, consequentemente, alteram o valor da folga radial, que pode ser calculada através da equação 36.

$$\delta_R = \delta_a + \Delta_{eixo} \tag{36}$$

Onde: δ_a é a rugosidade média da superfície do scroll e Δ_{eixo} a deformação total dos eixos intermediários.

Na figura 53 são apresentadas fotos do scroll móvel e fixo do expansor scroll projetado por Fanti (2017), que será simulado. Pelas fotos é possível verificar o acabamento das bases do scroll móvel e fixo, que interfere nos valores da rugosidade δ_a . Não foi possível medir o valor da rugosidade média da superfície deste scroll. Com base nos resultados do trabalho de Lee et al. (2002), apresentados na figura 29, o valor de $\delta_a = 50 \ \mu m$ foi considerado nas simulações.

Figura 53 – Foto das bases do scroll móvel e fixo.



Uma análise de mecânica dos sólidos é necessária para se obter a deformação causada nos eixos intermediários devido a pressão do fluido nas câmaras internas. Na figura 54 estão apresentadas as dimensões dos eixos utilizados no protótipo de expansor. O material dos eixos é o alumínio 7075-T651, com módulo de elasticidade E = 73 GPA.

Figura 54 – Dimensões em milímetros do eixo intermediário do protótipo de expansor scroll.



Fonte: Autor.

As seguintes hipóteses foram adotadas em relação ao material: isotrópico, homogêneo, contínuo, coeso e linear. Assim, a deformação elástica total do eixo intermediário Δ_{eixo} pode ser calculada como a soma das deformações das 4 seções de diferentes dimensões, conforme a equação 37.

$$\Delta_{eixo} = \sum \Delta L_i = \sum (\epsilon_i . L_i) \tag{37}$$

Onde: ΔL_i , L_i e ϵ_i são, respectivamente, a deformação, a deformação específica e o comprimento em uma seção do eixo intermediário.

As deformação específica de cada seção do eixo intermediário pode ser calculada pela Lei de Hooke.

$$\epsilon_i = \frac{\sigma_i}{E} \tag{38}$$

Onde: σ_i é a tensão em uma seção do eixo intermediário.

Para o cálculo da tensão de tração da seção do eixo a força atuante F é absorvida igualmente pelos 3 eixos intermediários idênticos. Essa força é resultante da pressão interna em cada câmara P_i , que atua nas 2 bases internas do scroll, a do scroll móvel e a do fixo.

$$\sigma_i = \frac{2.F}{3.A_{eixo,i}} = \frac{2.\sum(P_j A_j)}{3.A_{eixo,i}}$$
(39)

Onde: A_j é a área da base interna do scroll móvel ou do scroll fixo, onde a pressão da câmara interna do expansor atua, e $A_{eixo,i}$ é a área da seção transversal em uma seção do eixo intermediário.

A deformação dos eixos intermediários é calculada separadamente do modelo do expansor e é incluída no modelo através da sua relação com a pressão de alimentação (e consequentemente com a razão de pressão). No apêndice B são apresentados os cálculos realizados para se obter a relação entre a deformação do eixo intermediário e a pressão de trabalho do expansor. Os resultados mostraram que a relação entre a razão de pressão r_p e a deformação dos eixos intermediários é linear e pode ser descrita conforme a equação 40. O valor obtido do coeficiente a_0 da equação 40 foi de 0,908 μ m, utilizando os valores de pressão nas câmaras internas, para diferentes razões de pressão, quando o ângulo de orbitação do expansor é 180° (metade da volta).

$$\Delta_{eixo} = a_0 . r_p \tag{40}$$

3.2.1 Influência da deformação do eixo intermediário sobre a área de vazamento tangencial

As deformações dos eixos intermediários afetam a área por onde ocorrem os vazamentos radiais. A figura 55 mostra a diferença entre a área de vazamento tangencial do modelo original e a nova área que considera os efeitos das deformações dos eixos intermediários.

Figura 55 – Área de vazamento tangencial com a influência da deformação do eixo intermediário.



Fonte: Autor.

3.3 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A transferência de calor é modelada da mesma forma que no modelo de Lemort et al. (2009). A massa associada ao scroll móvel, ao scroll fixo e todas as demais peças (eixos, rolamentos e a própria carcaça) serão agrupadas em uma única "massa do expansor", com temperatura fictícia uniforme T_{iso} . As transferências de calor, que são calculadas separadamente do processo de expansão, ocorrem entre a massa do expansor e o ambiente Q_{amb} e entre a massa do expansor e o fluido de trabalho na admissão Q_{su} e na descarga Q_{ex} . A equação 41 é obtida realizando o balanço de energia em regime permanente na massa do expansor e é utilizada para descobrir o valor da temperatura fictícia associada à massa do expansor T_{iso} . A temperatura T_{iso} é calculada antes de ocorrer processo de expansão (método iterativo) e considerada constante durante o processo de expansão do fluido.

$$\dot{W}_{loss} - \dot{Q}_{ex} + \dot{Q}_{su} - \dot{Q}_{amb} = 0 \tag{41}$$

Nos ciclos ORC e CAES onde a temperatura do fluido admitido é igual ou superior a temperatura ambiente a massa do expansor irá resfriar o fluido na admissão, diminuindo a sua temperatura na câmara de admissão e influenciando negativamente a eficiência isentrópica do expansor, pois uma parcela da energia do fluido admitido é utilizada para aquecer a massa do expansor. O resfriamento é considerado isobárico e a temperatura do fluido na câmara de admissão $T_{su,1}$ é calculada com a pressão da linha de alimentação P_{su} e a entalpia do fluido após o resfriamento $h_{su,1}$.

$$T_{su,1} = f(P_{su}, h_{su,1}) \tag{42}$$

A entalpia na câmara de admissão (câmara 1) é calculada com a equação 43.

$$h_{su,1} = h_{su} - \frac{\dot{Q}_{su}}{\dot{m}} \tag{43}$$

Onde: \dot{m} é a vazão mássica admitida pelo expansor, h_{su} a entalpia do fluido na linha de alimentação do expansor.

A transferência de calor na admissão Q_{su} pode ser calculada com a equação 15, que é apresentada na equação 44 considerando a nomenclatura utilizada no modelo.

$$\dot{Q}_{su} = \left[1 - e^{\frac{-AU_{su}}{\dot{m}cp}}\right] \dot{m}.cp.(T_{su} - T_{iso})$$
(44)

A transferência de calor entre a massa do expansor e o fluido na descarga é calculada da mesma forma que na admissão. Na descarga poderá ocorrer o aquecimento ou resfriamento do fluido, dependendo das condições de temperatura da massa do expansor T_{iso} e do fluido de trabalho. O aquecimento do fluido é benéfico para a eficiência isentrópica, como nos testes de Fanti et al. (2020), do grupo de pesquisa da FEI, onde o expansor é alimentado com ar comprimido armazenado na temperatura ambiente. Durante a expansão a massa do expansor é resfriada pelo fluido de trabalho nas câmaras internas, enquanto que o ambiente aquece a massa do expansor, que consequentemente aquece o fluido. Para aplicações em ORC o próprio fluido na admissão aquece a massa do expansor, que perde calor para o ambiente.

A transferência de calor entre a massa do expansor e o ambiente é calculada utilizando a equação 23, apresentada a seguir com as variáveis utilizadas no modelo.

$$\dot{Q}_{amb} = AU_{amb}(T_{iso} - T_{amb}) \tag{45}$$

Os coeficientes de transferência de calor da massa do expansor com o ambiente AU_{amb} e com o fluido na admissão AU_{su} e descarga AU_{ex} são parâmetros experimentais. Esses parâmetros foram levantados para o expansor testado por Lemort et al. (2009) e serão utilizados no presente modelo, considerando um fator geométrico f_{geo} , uma vez que esses coeficientes consideram a influência da área de transferência de calor. O expansor testado por Lemort et al. (2009) possui deslocamento volumétrico de $\dot{\Psi} = 36,54$ m³/s, enquanto que o expansor utilizado neste trabalho é o desenvolvido por Fanti et al. (2020), que possui $\dot{\Psi} = 77,03$ m³/s. Assim é possível calcular o valor do fator geométrico $f_{geo} = \left(\frac{77,03}{36,54}\right)^{(2/3)}$. A tabela 10 apresenta os valores dos coeficientes de transferência de calor obtidos para o expansor testado por Lemort et al. (2009) e os calculados para o expansor utilizado no presente trabalho. Os coeficientes $AU_{su,n}$ e $AU_{ex,n}$ são utilizados para calcular AU_{su} e AU_{ex} utilizando a equação 16 e $\dot{M}_n = 0,12$ kg/s.

Tabela 10 – Coeficientes de transferência de calor corrigidos para o modelo.

Coeficiente [W/K]	Expansor de Lemort et al. (2009)	Expansor de Fanti et al. (2020)			
$AU_{su,n}$	21,2	34,9			
$AU_{ex,n}$	34,2	56,2			
AU_{amb}	6,4	10,5			

Fonte: Autor.

3.4 PERDA DE CARGA NA ADMISSÃO

Em alguns instantes durante o funcionamento do expansor scroll ocorre o bloqueio parcial do bocal de entrada pela espiral móvel, conforme mostra a figura 21. A expressão 46 pode ser utilizada para modelar a redução de pressão localizada ΔP , provocada pela obstrução do orifício de entrada do expansor.

$$\Delta P = \frac{K_s}{v_{su}} \cdot \frac{V_{su}^2}{2} \tag{46}$$

Onde: v_{su} e V_{su} são, respectivamente, o volume específico e a velocidade média do fluido que entra no expansor.

O coeficiente de redução de pressão singular K_s é função da geometria da singularidade e do número de Reynolds. O coeficiente K_s utilizado neste modelo foi obtido através dos resultados da perda de carga do trabalho de Almeida e Mello (2018), apresentados na figura 23.

A velocidade média do fluido de trabalho pode ser calculada pela equação 47.

$$V_{su} = \frac{\dot{m}.v_{su}}{A_{su}} \tag{47}$$

Onde: \dot{m} é a vazão mássica admitida pelo expansor e A_{su} é a área que o fluido passa para entrar na câmara de admissão, que é a diferença entra a área do orifício de entrada A_{in} do scroll e a área bloqueada pelo scroll móvel A_{block} , conforme a equação 48.

$$A_{su} = A_{in} - A_{block} \tag{48}$$

A vazão mássica pode ser determinada ao longo da volta pela equação 49.

$$\dot{m} = \dot{m}_{in} + \dot{m}_{leak} \tag{49}$$

Onde: \dot{m}_{leak} é a vazão dos vazamentos internos da câmara de admissão e \dot{m}_{in} é a vazão interna do expansor, calculada conforme a equação 50.

$$\dot{m}_{in} = \frac{\Delta M}{\mathbf{T}_N} = \frac{M_f - M_i}{\mathbf{T}_N} = \frac{(V_f - V_i)}{v_{su,1}.\mathbf{T}_N}$$
(50)

Onde: ΔM é a diferença entre a massa inicial e final da câmara de admissão e T é o período de rotação do expansor.

Para a simulação, será considerado o expansor funcionando com pressão de alimentação constante. A pressão disponível na linha de alimentação é maior que a pressão que chega na câmara de admissão, devido o efeito da perda de carga, conforme mostra a equação 51.

$$P_{su,1} = P_{su} - \Delta P \tag{51}$$

Onde: P_{su} é a pressão da linha de alimentação, que chega no expansor scroll, e $P_{su,1}$ é a pressão na câmara de admissão.

3.5 DESEMPENHO DO EXPANSOR SCROLL

A principal diferença do modelo proposto neste trabalho com o modelo de Maiochi (2019) é a possibilidade de calcular a potência gerada pelo fluido de trabalho em todas as câmaras, com a influência dos vazamentos radiais, da transferência de calor e da perda de carga na admissão. Assim, a potência disponível no eixo do expansor leva em consideração a influência das diferentes irreversibilidades e é calculada conforme a equação 52.

$$\dot{W}_{sh} = \dot{W}_{in} - \dot{W}_{loss} \tag{52}$$

Onde: W_{sh} é potência disponível no eixo do expansor, W_{in} é a potência interna do expansor e W_{loss} é a potência gerada pelo torque de fricção, calculada conforme a equação 19.

A eficiência isentrópica ε_s não considera os efeitos da transferência de calor e é calculada conforme a equação 53, como a relação entre a potência disponível no eixo do expansor W_{sh} e a potência produzida por uma expansão isentrópica reversível \dot{W}_s , entre as pressões na linha de admissão P_{su} e descarga P_4 .

$$\varepsilon_s = \frac{W_{sh}}{\dot{W}_s} = \frac{W_{sh}}{\dot{m}(h_{su} - h_{4,s})} \tag{53}$$

Onde: h_{su} é a entalpia do fluido para as condições da linha de alimentação no expansor (reservatório de ar comprimido ou condições de saída do evaporador) e $h_{4,s}$ a entalpia isentrópica para a pressão na câmara de descarga (atmosfera ou condições de entrada do condensador).

Para o expansor simulado com os efeitos da transferência de calor é calculada a efetividade isentrópica η_s , conforme a equação 54. \dot{Q}_{ex} terá influência positiva sobre a efetividade quando a temperatura ambiente for superior à temperatura da massa do expansor.

$$\eta_s = \frac{\dot{W}_{sh} - \dot{Q}_{ex}}{\dot{W}_s} \tag{54}$$

O fator de preenchimento ϕ é calculado como a relação entre a vazão mássica admitida pelo expansor, calculada pela equação 49, e a vazão mássica teórica $m_{teó}$.

$$\phi = \frac{\dot{m}}{m_{te\acute{o}}} \tag{55}$$

A vazão mássica teórica é calculada para o expansor sem vazamentos e com as condições do fluido de trabalho da linha de alimentação, conforme a equação 56.

$$m_{te\acute{o}} = \frac{\Delta M_{te\acute{o}}}{\mathbf{T}_N} = \frac{(V_{su,f} - V_{su,0})}{v_{su} \cdot \mathbf{T}_N} = \frac{\dot{V}}{v_{su}}$$
(56)

Onde: \dot{V} é a vazão volumétrica ou deslocamento volumétrico do expansor e $V_{su,f}$ e $V_{su,i}$ são, respectivamente, o volume final e inicial da câmara de admissão.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesta seção são apresentados e discutidos os resultados obtidos com a resolução numérica transiente para o modelo do expansor scroll funcionando com ar e fluidos orgânicos, considerando a influência das diferentes perdas. Primeiramente foram investigados os resultados do modelo simulado funcionando com ar comprimido, com a influência isolada de cada fonte de perda de eficiência. Depois foi feita a validação do modelo desenvolvido, comparando os resultados da simulação do modelo considerando as diferentes irreversibilidades com os resultados experimentais disponíveis no trabalho de Fanti et al. (2020). Por fim são apresentados os resultados do modelo simulado com o fluido orgânico, com o propósito de se verificar como os parâmetros de funcionamento do ciclo afetam o desempenho do expansor scroll.

4.1 DESEMPENHO DO EXPANSOR SCROLL OPERANDO COM AR

O funcionamento do expansor scroll com ar comprimido foi simulado utilizando os parâmetros de entrada apresentados na tabela 11, visando replicar as condições similares aos testes experimentais realizados por Fanti et al. (2020) onde o ar comprimido é expandido para atmosfera (câmara 4 de descarga).

Parâmetro	Descrição	valor	unidade
T_4	temperatura da câmara de descarga (ambiente)	294	Κ
P_4	pressão a câmara de descarga (ambiente)	92	kPa
T_{su}	temperatura de alimentação	294	Κ
P_{su}	pressão de alimentação	184 - 506	kPa
N	rotação do expansor	1800; 2200; 2600	rpm
δ_T	folga tangencial	57; 165	μ m

Tabela 11 – Parâmetros de entrada utilizados para a simulação do expansor utilizando ar comprimido.

Fonte: Autor.

As influências de cada uma das diferentes fontes de irreversibilidades sobre o desempenho do expansor scroll foram verificadas isoladamente, com gráficos gerados com os resultados da simulação numérica do modelo. O modelo final, contando com as diferentes irreversibilidades, foi validado comparando os resultados obtidos com os resultados experimentais disponíveis no trabalho de Fanti et al. (2020).

4.1.1 Influência da perda de carga na admissão

Na figura 58 a evolução da pressão do fluido nas câmaras interna do expansor, durante o processo de expansão, é plotada para o expansor funcionando com rotação N = 2600 rpm e pressão de alimentação $P_{su} = 506$ kPa. Nessa simulação apenas a perda de carga na admissão foi considerada. A pressão do fluido na câmara de admissão (câmara 1, em azul) é menor que a pressão da linha de alimentação (em amarelo) e varia ao longo da revolução do expansor, reduzindo em até 2% a pressão na câmara de admissão, devido o maior bloqueio do orifício de entrada do expansor causado pelo movimento do scroll móvel.

Figura 56 – Gráfico com evolução da pressão do fluido nas câmaras internas, para N = 2600rpm e $P_{su} = 506$ kPa, considerando apenas a perda de carga na admissão.



Fonte: Autor.

A perda de pressão na admissão é proporcional à velocidade do escoamento na entrada do expansor (vide equação 46), que aumenta com rotação. Essa queda de pressão causa uma pequena perda de eficiência isentrópica, devido as baixas vazões do expansor sem vazamentos, conforme mostra a figura 57. Observando próximo da região de máxima eficiência isentrópica, pela figura 57b, é possível verificar que aumento da rotação de funcionamento do expansor diminui a eficiência isentrópica. A linha pontilhada preta representa o modelo ideal, sem perdas, que alcança a máxima eficiência 100% quando a razão de pressão imposta é igual a razão de pressão da máquina.





Fonte: Autor.

A alteração da pressão na câmara de admissão também alterará as propriedades termodinâmicas do fluido na câmara de admissão e, consequentemente, a vazão mássica e o fator de preenchimento do expansor. A figura 58 mostra que quanto maior a rotação do expansor menor será o fator de preenchimento, devido a alteração do volume especifico na câmara de admissão do expansor, dada a queda de pressão. Vale lembrar que nesses resultados os vazamentos não estão presentes. Para o modelo com vazamentos a vazão admitida pelo expansor é maior e, consequentemente, a perda de pressão é maior devido a maior velocidade do fluido na entrada.





Fonte: Autor.

4.1.2 Influência da transferência de calor

A variação das temperaturas da massa do expansor e do fluido de trabalho após a transferência de calor na admissão, no término do processo de expansão e após a transferência de calor na descarga estão apresentadas na figura 59, para o expansor com rotação de 2600 rpm e 1800 rpm. A transferência de calor entre o fluido na alimentação e a massa do expansor diminui a temperatura na câmara de admissão $T_{su,1}$. A transferência de calor entre o fluido na descarga e a "massa do expansor"é benéfica para a efetividade isentrópica, pois ocorre um aquecimento do fluido elevando a sua temperatura de T_{ex} para $T_{ex,1}$. O aquecimento ocorre pois a temperatura ambiente T_{amb} é maior que a da massa do expansor T_{iso} durante o funcionamento do expansor alimentado com ar comprimido na temperatura ambiente.





Fonte: Autor.

A efetividade isentrópica η_s , calculada pela equação 54, será utilizada como parâmetro de desempenho do expansor scroll nas simulações que consideram a influência da transferência de calor. A transferência de calor com o ambiente têm efeito positivo sobre a efetividade, devido o aquecimento do fluido observado nos gráficos da figura 59. A variação da efetividade isentrópica com a razão de pressão é apresentada na figura 60, para diferentes rotações do expansor. A diminuição da rotação causa um aumento na efetividade, pois conforme mostrado na figura 59, as temperaturas na câmara de admissão $T_{su,1}$ e na saída $T_{ex,1}$ do expansor são maiores para o expansor funcionando com menores rotações do expansor. Para os expansor funcionando com maiores vazões, seja pelo aumento da rotação ou, por exemplo, pelos vazamentos internos, menor será a diferença entre as temperaturas da massa do expansor e do fluido na saída do expansor, diminuindo o efeito positivo da transferência de calor sobre a efetividade isentrópica.





Fonte: Autor.

4.1.3 Influência dos vazamentos internos.

As simulações considerando apenas a influência dos vazamentos internos foram realizadas com a folga tangencial fixada em $\delta_T = 165 \ \mu$ m. Os gráficos da figura 61 mostram a comparação entre os resultados do modelo simulado com a folga radial e tangencial e o modelo sem considerar a folga radial (apenas vazamentos tangenciais, modelo desenvolvido por Maiochi (2019)). No gráfico figura 61a o valor da eficiência isentrópica considerando a folga radial chega a ser até 58% menor, deixando evidente a influência dos vazamentos radiais sobre o desempenho do expansor scroll. A figura 61b mostra que a inclusão dos vazamentos radiais torna o fator de preenchimento dependente da razão de pressão. A folga tangencial não tem relação com a pressão de trabalho do expansor, enquanto que a folga radial é influenciada pela deformação dos eixos intermediários, resultante da pressão interna das câmaras do expansor.

Figura 61 – Eficiência isentrópica e fator de preenchimento do expansor scroll apenas com a influência dos vazamentos internos.



Fonte: Autor.

Na figura 62 é representada a evolução da pressão do fluido admitido nas câmaras internas, para o modelo com e sem folga radial e para o modelo sem vazamentos. As 3 câmaras existem simultaneamente durante o funcionamento do expansor, porém o gráfico demonstra que do fluido admitido completa sua passagem no expansor em 3 voltas, passando pelas câmaras de admissão (1) e expansão (2 e 3) antes de ser descarregado. As curvas de pressão para as diferentes folgas mostram que no inicio do processo de expansão os vazamentos tendem a diminuir a pressão da câmara 2 e aumentar da câmara 3. Isso ocorre porque, no inicio do processo de expansão, os vazamentos entre as câmaras 2 e 3 são mais intensos devido a maior diferença de pressão entre essas câmaras ($P_2 = 506 kPa e P_3 = 198 kPa$). No final do processo de expansão o contrário acontece, a diferença de pressão entra as câmaras 1 e 2 é maior ($P_1 = 506 kPa e P_2$ = 292 kPa), aumentando os vazamentos entre essas câmaras e, consequentemente, a pressão na câmara 2.

Figura 62 – Evolução da pressão do fluido nas câmaras internas considerando apenas os vazamentos internos, para N = 2600 rpm e $P_{su} = 506$ kPa.



Fonte: Autor.

A figura 63 mostra a diferença entre a vazão mássica e da potência disponível no eixo do expansor do modelo considerando a folga radial e o modelo original, para o expansor funcionando com rotação N = 2600 rpm. A influência da razão de pressão é maior no modelo considerando os vazamentos radiais. Quando comparada com o modelo original, a vazão mássica é 41,0% maior para $r_p = 2$ e 43,6% maior para $r_p = 5,5$. Essa tendência também influencia no fator de preenchimento, que é maior para maiores razões de pressão, como pode ser observado na figura 61b, enquanto que no modelo original praticamente não se altera. O gráfico da figura 63b mostra que a potência disponível no eixo do expansor praticamente não se altera para o modelo que considera os vazamentos radiais, apesar do aumento da vazão mássica do expansor. Isso ocorre devido ao efeito dos vazamentos internos sobre as pressões nas câmaras do expansor, como observado na figura 62. Grande parte do fluido passa para a câmara de me-

nor pressão através dos vazamentos internos, sem realizar trabalho útil, diminuindo a eficiência isentrópica (vide figura 61a).





Fonte: Autor.

4.1.4 Validação do modelo com dados experimentais

Os resultados obtidos com a simulação do modelo final de expansor scroll, que conta com o efeito das diferentes irreversibilidades, foram comparados com os resultados experimentais obtidos por Fanti et al. (2020), para o expansor com folga tangencial $\delta_T = 165 \mu m$ e $\delta_T = 57 \mu m$.

A figura 64a mostra os resultados da efetividade (modelo adiabático) ou eficiência isentrópica para o modelo final. Assim como os resultados experimentais, os resultados da simulação do modelo mostram uma queda abrupta de eficiência isentrópica quando o expansor sofre os efeitos da sobre-expansão, quando a razão de pressão imposta é menor que a ideal. Quando o expansor opera acima da razão de pressão ideal (sub-expansão), a eficiência isentrópica reduz de maneira suave. O modelo sem transferência de calor foi utilizado para se verificar se é razoável considerar o expansor scroll como máquina adiabática. A diferença entre os resultados experimentais com o do modelo para $\delta_T = 165\mu$ m e $r_p = 5$ é de 25,1% e 17,7% (adiabático). Para $\delta_T = 57\mu$ m e $r_p = 4,5$ a diferença é de 28,5% e 17,3% (adiabático). A potência disponível no eixo do expansor, apresentada na figura 64b, apresenta resultados similares no modelo simulado com e sem transferência de calor e pequenos erros absolutos com os resultados experimentais. Também é possível verificar que a mudança no valor da folga tangencial praticamente não altera os resultados, uma vez que os vazamentos não geram trabalho útil para o expansor. A máxima diferença entre os resultados do modelo com transferência de calor e o resultado experimental é de 13,5% para $\delta_T = 165 \mu \text{m}$ e $r_p = 5$. Para $\delta_T = 57 \mu \text{m}$ e $r_p = 4,5$ a diferença é de 5,94%.







Na figura 65 são apresentados os resultados experimentais do fator de preenchimento e da vazão mássica em comparação com os resultados do modelo considerando ou não a influencia da transferência de calor. Os resultados do modelo nos dois casos simulados foram similares, enquanto que os resultados experimentais se mostram muito mais sensíveis às variações da pressão de entrada no expansor do que os resultados do modelo. A diferença entre as curvas dos resultados do fator de preenchimento, apresentados na figura 65a é explicada pelo gráfico da figura 65b, que mostra que a vazão experimental tende a variar exponencialmente com a razão de pressão, enquanto que a vazão calculada pelo modelo tem tende a aumentar linearmente com a razão de pressão. A máxima diferença entra a vazão mássica experimental e do modelo ocorre em rp = 2 e é de 22,6% para $\delta_T = 165 \mu m$. As diferenças nos resultados da vazão também influenciam nos resultados da efetividade e justificam os resultados, uma vez que a potência experimental e a calculada pelo modelo ficaram próximas.





Fonte: Autor.

O gráfico da figura 66 mostra a evolução da pressão do fluido nas câmaras internas do expansor, desde a admissão até a descarga, utilizando os resultados do modelo considerando todas as irreversibilidades, com pressão de alimentação de 506kPa ($r_p = 5,5$) e os dois valores de folga tangencial (diferentes vazões). Esses resultados experimentais não estão disponíveis no trabalho de Fanti et al. (2020), porém os resultados do modelo são apresentados com o objetivo de mostrar o efeito da perda de carga na admissão, que aumenta com a vazão, e também o efeito da sub-expansão, que é maior para a simulação com maior folga tangencial, comprovado pela maior pressão do fluido ao final da expansão (pressão final da câmara 3).

Figura 66 – Variação da pressão do fluido nas câmaras internas considerando folgas tangenciais diferentes.



Fonte: Autor.

Os resultados da figura 67 também não estão disponíveis experimentalmente no trabalho de Fanti et al. (2020). Os gráficos mostram que as temperaturas na saída do expansor diminuem com o aumento da razão de pressão. Para maiores valores folgas, ou seja, para maiores vazões,

as temperaturas no início e no final da expansão e da massa do expansor tendem a aumentar. A transferência de calor que ocorre com a massa do expansor deve ser considerada para se obter essas temperaturas, que chegam a variar até 15K, enquanto que os resultados de desempenho praticamente não se alterarem quando utilizado o modelo adiabático.

Figura 67 – Variação das temperaturas considerando diferentes folgas tangenciais.



Fonte: Autor.

4.2 DESEMPENHO DO EXPANSOR SCROLL COM FLUIDO ORGÂNICO

O modelo final desenvolvido, que considera os efeitos das diferentes irreversibilidades, foi simulado utilizando fluido orgânico, sendo possível prever o desempenho do expansor com as características geométricas do protótipo desenvolvido por Fanti (2017) aplicado a um ORC. Pode-se ressaltar que para o atual protótipo trabalhar com fluido orgânico é necessário uma mudança na configuração geométrica, melhorando a selagem e utilizando uma carcaça com exaustão confinada, com o objetivo de evitar o vazamento do fluido refrigerante para a atmosfera. Essas mudanças são apresentadas no trabalho de Bellé (2018), do grupo de pesquisa da FEI, onde uma nova configuração do expansor scroll é apresentada, para aplicação em um ORC funcionando com o fluido orgânico R245fa. Segundo a autora a escolha desse fluido se dá pelo destaque dentre os fluidos que satisfazem os critérios de segurança, apresentando nos trabalhos revisados o melhor desempenho versus tamanho do equipamento. Por essas razões o fluido orgânico R245fa também foi utilizado nas simulações do modelo.

A figura 68 mostra um esquema com o modelo de expansor scroll em uma aplicação em ORC. Para a simulação do modelo a velocidade de rotação do expansor é um parâmetro de entrada, que define a vazão mássica de fluido que entra no expansor \dot{m} . O fluido vindo do evaporador entra no expansor na condição de vapor saturado, com pressão de evaporação P_{su} que depende da temperatura de saturação T_{su} . Com a simulação do modelo de expansor scroll é possível obter a potência produzida pelo ciclo W_{sh} , disponível no eixo do expansor, bem como as condições de temperatura $T_{ex,1}$ e pressão P_{ex} do vapor de fluido superaquecido a uma pressão mais baixa na saída do expansor. O expansor funcionando em um ORC expande o fluido para a tubulação de entrada do condensador, diferente da aplicação com ar, que expande o fluido para atmosfera. O condensador trabalha com a pressão de saturação P_4 , correspondente à temperatura de saturação do fluido de trabalho no condensador T_{cd} . Devido à diferença entre a pressão do fluido na câmara de saída do expansor, antes de sua abertura, e a pressão de trabalho do condensador, o expansor scroll sofrerá os efeitos da sub e sobre expansão, que afeta a potência gerada e a efetividade isentrópica (que será usada, pois o modelo considera as transferências de calor).

Figura 68 – Esquema do modelo de expansor scroll aplicado em um ORC.



Fonte: Autor.

A tabela 12 apresenta os parâmetros de entrada e saída, obtidos com a simulação do modelo de expansor scroll funcionando com o fluido orgânico R245fa, para uma temperatura de condensação de $T_{cd} = 45^{\circ}$ C, sendo a pressão de saturação do condensador de $P_4 = 294,58$ kPa. Na tabela 13 a temperatura de condensação é de $T_{cd} = 35^{\circ}$ C e a pressão de saturação do condensador de $P_4 = 211,96$ kPa. A perda de carga da tubulação entre o evaporador e o expansor foi desconsiderada. Foi considerado um superaquecimento de 5°C no fluido no evaporador, sendo a pressão de saturação do evaporador P_{su} relativa à temperatura do fluido saturado ($T_{su} - 5$). As simulações foram realizadas com: N = 2600 rpm, $\delta_T = 57 \ \mu m e \ T_{amb} = 21^{\circ}C$.

Entradas			Saídas						
T_{su} [°C]	T_{iso} [K]	P_{su} [kPa]	r_p	$T_{ex,1} = T_4 \ [\mathrm{K}]$	P_{ex} [Pa]	ṁ [kg/s]	Ŵ [k W]	ϕ	$\eta_s [\%]$
85	340,32	789,00	2,68	335,50	299,08	0,189	2,15	1,333	47,29
95	348,35	1005,94	3,42	342,61	357,44	0,242	3,59	1,328	53,45
105	357,31	1264,90	4,29	350,98	450,62	0,308	5,35	1,319	55,03
115	366,47	1571,10	5,33	359,54	570,30	0,388	7,47	1,307	54,34
125	375,60	1930,38	6,55	367,92	715,93	0,488	9,98	1,289	52,56

Tabela 12 – Parâmetros de entrada e resultados da simulação do expansor utilizando fluido orgânico R245fa com T_{cd} = 45°C.

Fonte: Autor.

Tabela 13 – Parâmetros de entrada e resultados da simulação do expansor utilizando fluido orgânico R245fa com T_{cd} = 35°C.

Entradas		Saídas							
T_{su} [°C]	T_{iso} [K]	P_{su} [kPa]	r_p	$T_{ex,1} = T_4 \ [\mathrm{K}]$	P_{ex} [Pa]	ṁ [kg/s]	Ŵ [k W]	ϕ	$\eta_s[\%]$
85	339,14	789,00	3,72	333,68	273,94	0,189	2,93	1,337	52,33
95	348,15	1005,94	4,75	342,30	351,92	0,243	4,40	1,332	53,43
105	357,33	1264,90	5,97	351,00	449,72	0,308	6,17	1,323	52,50
115	366,50	1571,10	7,41	359,57	569,06	0,389	8,23	1,311	50,63
125	375,63	1930,38	9,10	367,95	713,95	0,489	10,79	1,294	48,32

Fonte: Autor.

Pelas tabelas 12 e 13 é possível verificar que o expansor sofre apenas os efeitos da sub expansão, uma vez que a pressão no final da expansão P_{ex} é maior que a pressão P_4 , para as diferentes temperaturas usadas no evaporador e condensador. O fator de preenchimento diminui com o aumento da temperatura e pressão na entrada do expansor, pois o efeito da perda de carga na admissão é maior que os efeitos dos vazamentos internos para maiores vazões. Apesar das mesmas condições na entrada do expansor a vazão é diferente quando se altera a temperatura e pressão de trabalho do condensador, sendo maior para a menor temperatura e pressão do condensador. Isso ocorre principalmente pelo maior vazamento, uma vez que o fator de preenchimento para a condição de menor temperatura e pressão de trabalho do condensador é maior.

Os gráficos das figuras 69 e 70 mostram a relação da potência disponível no eixo do expansor e da efetividade isentrópica com a temperatura de operação do evaporador T_{su} e a razão de pressão r_p , para diferentes temperaturas de operação do condensador T_{cond} . Esses gráficos foram gerados com os dados das tabelas 12 e 13, com o objetivo de facilitar a interpretação dos resultados obtidos. A efetividade isentrópica é negativamente afetada, apesar da maior potência para menores temperaturas T_{cond} , pois os vazamentos internos são maiores e uma maior porcentagem de fluido atravessa as folgas, aumentado a pressão interna nas câmaras sem gerar trabalho útil.

Figura 69 – Resultados da efetividade isentrópica para simulação do modelo com R245fa.



Fonte: Autor.

Figura 70 – Resultados da potência para simulação do modelo com R245fa.



Fonte: Autor.

Pelo gráfico da figura 69a é possível verificar que a máxima efetividade isentrópica ocorre praticamente para a mesma razão de pressão, independente da temperatura T_{cond} . Porém, os vazamentos são menores quando o condensador trabalha com maiores temperaturas, como

pode ser observado pelos valores de ϕ nas tabelas 13 e 12. Por isso, no gráfico da figura 69b, a máxima efetividade isentrópica ocorre para maiores temperaturas.

Uma maior temperaturas de condensação T_{cond} faz com que a pressão de trabalho do condensador ($P_{cond} = P_4$) aumente. Consequentemente, uma mesma razão de pressão será alcançada para uma maior pressão de entrada. Por esse motivo, no gráfico da figura 70a para uma mesma razão de pressão as maiores potências são alcançadas quando a T_{cond} é maior.

Como mostra o gráfico da figura 70b, a potência gerada pelo expansor é sempre maior quando a temperatura de operação do condensador é menor, para as diferentes condições de temperatura do evaporador T_{su} consideradas na simulação. Isso ocorre devido a menor resistência a expansão enfrentada pelo expansor scroll para menores pressões na saída, ou seja, menores pressões de operação do condensador.

5 CONCLUSÕES

Os objetivos deste trabalho foram: adicionar a influência dos efeitos dos vazamentos radiais, da perda de carga na admissão e da transferência de calor no modelo termodinâmico de expansor do tipo scroll desenvolvido previamente por Maiochi (2019) e verificar o funcionamento do expansor através da simulação numérica do novo modelo desenvolvido.

Este modelo se mostrou capaz de descrever o comportamento do expansor, considerando as diferentes irreversibilidades, tanto para aplicações com ar comprimido (CAES, Armazenamento de Energia em Ar Comprimido) quanto para aplicações com fluidos orgânicos (ORC, Ciclo Orgânico de Rankine). Também fornece resultados mais realistas, quando comparado com o desenvolvido por Maiochi (2019), porém, com um maior custo computacional devido à adição das novas funções e parâmetros incluídos no modelo desenvolvido, que permite verificar a influência isolada de cada uma das fontes de irreversibilidades sobre o desempenho do expansor scroll. Ainda assim, o custo computacional é menor que o uso de simulações CFD.

Os resultados da simulação do modelo funcionando com ar foram validados com os resultados experimentais disponíveis em trabalhos anteriores do grupo de pesquisa da FEI. As tendências do modelo e experimentos apresentaram boa concordância. A simulação do modelo funcionando com fluido orgânico R245fa também foi possível, validando o modelo desenvolvido para simular o funcionamento do expansor utilizando fluidos orgânicos. A simulação do modelo funcionando com fluido orgânico gera resultados mais realistas do desempenho do expansor scroll, que podem ser utilizados tanto em estudos dos ciclos ORC como na fase de dimensionamento do expansor para essa aplicação.

Os principais resultados obtidos com o modelo foram: a sub e sobre expansão e os vazamentos internos são as principais fontes de perda de desempenho do expansor; a transferência de calor pode influenciar de maneira positiva ou negativa o desempenho do expansor, dependendo das condições ambientes e do fluido de trabalho na entrada do expansor; a perda de carga diminui o fator de preenchimento e apresenta maiores efeitos quanto maior for a vazão de fluido no expansor, devido o aumento da velocidade do fluido na entrada do expansor (seja pelo aumento da velocidade de rotação do expansor ou pelo aumento das folgas internas).

A comparação dos resultados do modelo com resultados experimentais do grupo de pesquisa da FEI mostraram que a vazão mássica é mais sensível às variações da pressão de entrada para os resultados experimentais. Para menores razões de pressão os resultados de vazão das simulações são maiores, indicando que o valor utilizado para a rugosidade média $(\delta_a = 50 \ \mu m)$ é maior que o real. Para maiores razões de pressão os resultados de vazão das

simulações são menores. Essa tendência pode ser explicada pela relação entre a pressão de trabalho do expansor e as deformações de seus componentes, como os eixos intermediários e as paredes internas dos scrolls móvel e fixo, que alteram os valores das folgas tangencial e radial, aumentando os vazamentos internos e, consequentemente, a vazão admitida pelo expansor.

O expansor scroll funcionando como nos testes de Fanti et al. (2020) pode ser considerado para efeitos práticos como adiabático, uma vez que os resultados de desempenho do modelo final considerando e não as transferências de calor apresentaram pequenos erros absolutos quando comparados com os resultados experimentais. A maior diferença é na temperatura de descarga, após a expansão do fluido, que não é utilizada no ciclo CAES quando o fluido de trabalho é descarregado para a atmosfera. Já no ORC a temperatura no fim da expansão é importante, pois é utilizada para definir o estado do fluido na entrada do condensador (configuração simples do ciclo) ou na entrada do recuperador de calor. A aplicação do modelo com as condições de um ORC mostrou que tanto a efetividade isentrópica como o fator de preenchimento variam com as diferentes condições de entrada e saída impostas no ciclo.

5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Próximos trabalhos podem verificar mais a fundo as relações entra a pressão de trabalho do expansor e as deformações dos eixos intermediários, assim como das paredes internas dos scrolls móvel e fixo, que devem alterar os valores das áreas por onde ocorrem os vazamentos tangenciais. No presente trabalho uma primeira relação entre a pressão interna nas câmaras e a deformação dos eixos intermediários foi realizada. A hipótese utilizada, deformação constante ao longo da expansão do fluido e idêntica para o conjunto de eixos, pode não ser aplicável. A deformação das paredes internas não foi considerada no modelo atual, e pode ter uma maior influência que a deformação na direção de separação dos scroll móvel e fixo, que deformam os eixos intermediários.

A temperatura fictícia da massa do expansor T_{iso} é um parâmetro de entrada, necessário para a simulação do modelo de expansor com transferência de calor. Trabalhos futuros podem verificar se os resultados da temperatura T_{iso} e da temperatura do fluido na saída do protótipo de expansor scroll encontrados com a simulação do modelo estão de acordo com os resultados experimentais (reais). Essa verificação não foi realizada no presente trabalho pois os resultados experimentais não dispunham destas medições.

O valor de δ_a utilizado neste trabalho foi encontrado com base nos valores disponíveis na literatura, por não ser possível medir a rugosidade das bases do expansor scroll utilizado nas simulações. O real valor da rugosidade média das superfícies dos scrolls móvel e fixo δ_a do protótipo de expansor scroll pode ser verificado experimentalmente, bem como as vazões dos vazamentos que ocorrem pela folga gerada com a rugosidade das superfícies. A eficiência de vedação do selo de topo utilizado no protótipo, inserido por interferência, também pode ser verificada e comparada com o selo inserido com folga, inclusive para diferentes pressões de alimentação.

Trabalhos futuros com o objetivo de analisar os ciclos e ORC com o uso do expansor scroll, ou do dimensionamento do expansor scroll para essas aplicações, podem utilizar o modelo desenvolvido para resultados mais realistas, sensíveis às variações das condições de operação do ciclo.

REFERÊNCIAS

ALMEIDA, R. B. de; MELLO, P. E. B. de. Avaliação da perda de carga na entrada em expansores scroll via cfd. Centro Universitário FEI, São Bernardo do Campo, 2018.

BELL, I. H. et al. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop. **Industrial & engineering chemistry research**, ACS Publications, v. 53, n. 6, p. 2498–2508, 2014.

BELLÉ, S. Metodologia para dimensionamento de um expansor scroll para ciclo rankine. Programa de Mestrado em Engenharia Mecânica-Sistema de Mobilidade, 2018.

BLUNIER, B. et al. A new analytical and dynamical model of a scroll compressor with experimental validation. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 32, n. 5, p. 874–891, 2009.

ÇENGEL, Y.; BOLES, M. **Thermodynamics: an engineering approach**. [S.l.]: McGraw-Hill Higher Education, 2006. (McGraw-Hill series in mechanical engineering). ISBN 9780072884951.

CHEN, H.; GOSWAMI, D. Y.; STEFANAKOS, E. K. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. **Renewable and sustainable energy reviews**, Elsevier, v. 14, n. 9, p. 3059–3067, 2010.

CHEN, Y. et al. Mathematical modeling of scroll compressors—part ii: overall scroll compressor modeling. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 25, n. 6, p. 751–764, 2002.

CLEMENTE, S. et al. Energy efficiency analysis of organic rankine cycles with scroll expanders for cogenerative applications. **Applied Energy**, Elsevier, v. 97, p. 792–801, 2012.

DECLAYE, S. et al. Experimental study on an open-drive scroll expander integrated into an orc (organic rankine cycle) system with r245fa as working fluid. **Energy**, Elsevier, v. 55, p. 173–183, 2013.

DUMONT, O. et al. Experimental investigation and optimal performance assessment of four volumetric expanders (scroll, screw, piston and roots) tested in a small-scale organic rankine cycle system. **Energy**, Elsevier, v. 165, p. 1119–1127, 2018.

EMHARDT, S.; TIAN, G.; CHEW, J. A review of scroll expander geometries and their performance. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 141, p. 1020–1034, 2018.

FANTI, G. R. Avaliação experimental da eficiência isentrópica de um expansor tipo scroll. Centro Universitário FEI, São Bernardo do Campo, 2017. FANTI, G. R. et al. Influence of flank clearance on the performance of a scroll expander prototype. **Energy**, Elsevier, v. 193, p. 116823, 2020.

IGLESIAS, A.; FAVRAT, D. Innovative isothermal oil-free co-rotating scroll compressor– expander for energy storage with first expander tests. **Energy Conversion and Management**, Elsevier, v. 85, p. 565–572, 2014.

INABA, T. et al. A scroll compressor with sealing means and low pressure side shell. 1986.

ISHII, N. et al. Refrigerant leakage flow evaluation for scroll compressors. 1996.

JANG, K.; JEONG, S. Experimental investigation on convective heat transfer mechanism in a scroll compressor. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 29, n. 5, p. 744–753, 2006.

JI, L. et al. Investigation on the performance improvement of the scroll compressor by dlc film. In: IOP PUBLISHING. **IOP Conference Series: Materials Science and Engineering**. [S.l.], 2019. v. 604, n. 1, p. 012078.

LEE, B. et al. A study on the leakage characteristics of tip seal mechanism in the scroll compressor. 2002.

LEMORT, V. Contribution to the characterization of scroll machines in compressor and expander modes. Liege: University of Liege-Belgium, 2008.

LEMORT, V. et al. Testing and modeling a scroll expander integrated into an organic rankine cycle. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 29, n. 14, p. 3094–3102, 2009.

LEMORT, V.; TEODORESE, I. V.; LEBRUN, J. Experimental study of the integration of a scroll expander into a heat recovery rankine cycle. In: **Proc. of 18th Int. compressor eng. Conf. at Purdue: C105.** [S.l.: s.n.], 2006.

LOONEY, B. Statistical Review of World Energy, 2020. [S.1.]: Bp, 2020.

LUO, X. et al. Overview of current development in compressed air energy storage technology. **Energy Procedia**, Elsevier, v. 62, p. 603–611, 2014.

MAIOCHI, V. Modelo termodinâmico para avaliação das perdas de desempenho em expansores do tipo scroll. Centro Universitário FEI, São Bernardo do Campo, 2019.

MENDOZA, L. C. et al. Characterization and modeling of a scroll expander with air and ammonia as working fluid. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 70, n. 1, p. 630–640, 2014.

MORADI, R. et al. Component-oriented modeling of a micro-scale organic rankine cycle
system for waste heat recovery applications. **Applied Sciences**, Multidisciplinary Digital Publishing Institute, v. 11, n. 5, p. 1984, 2021.

OLIVEIRA, F. Avaliação de vazamentos internos em expansores scroll com o uso de simulação cfd. 2017.

OLIVEIRA, F. V. de; SILVA, F. M. F.; MELLO, P. E. B. de. Cobem-2017-0232 pressure ratio influence over the performance of a scroll expander. 2017.

QUOILIN, S. et al. Techno-economic survey of organic rankine cycle (orc) systems. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Elsevier, v. 22, p. 168–186, 2013.

QUOILIN, S.; DECLAYE, S.; LEMORT, V. Expansion machine and fluid selection for the organic rankine cycle. In: **Proceedings of the 7th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Antalya, Turkey**. [S.l.: s.n.], 2010. p. 19–21.

RETTIG, A. et al. Application of organic rankine cycles (orc). In: **Proceedings of the World Engineer's Convention, Geneva, Switzerland**. [S.l.: s.n.], 2011. p. 4–8.

ROMÃO, D. Análise experimental dos efeitos dos vazamentos internos no desempenho de um expansor tipo scroll. Centro Universitário FEI, São Bernardo do Campo, 2017.

SILVA, F. Estratégia para simulação cfd de um expansor scroll. Centro Universitário FEI, São Bernardo do Campo, 2017.

SUN, H.; LUO, X.; WANG, J. Feasibility study of a hybrid wind turbine system–integration with compressed air energy storage. **Applied Energy**, Elsevier, v. 137, p. 617–628, 2015.

SUN, H. et al. Study on energy storage hybrid wind power generation systems. In: **The Proceedings of the World Congress on Engineering**. [S.l.: s.n.], 2010. p. 833–838.

VENKATARAMANI, G. et al. Experimental investigation on small capacity compressed air energy storage towards efficient utilization of renewable sources. **Journal of Energy Storage**, Elsevier, v. 20, p. 364–370, 2018.

WEISS, A. P. Volumetric expander versus turbine–which is the better choice for small orc plants. In: **3rd ASME ORC conference, Brussels (Belgium)**. [S.l.: s.n.], 2015. p. 1–10.

WINANDY, E.; SAAVEDRA, C.; LEBRUN, J. Experimental analysis and simplified modelling of a hermetic scroll refrigeration compressor. **Applied thermal engineering**, Elsevier, v. 22, n. 2, p. 107–120, 2002.

YANAGISAWA, T. et al. Performance of an oil-free scroll-type air expander. In: **Proc. of the ImechE Conf. Trans. on compressors and their systems**. [S.l.: s.n.], 2001. p. 167–174.

ZANELLI, R.; FAVRAT, D. Experimental investigation of a hermetic scroll expander-generator. 1994.

ZHANG, X. et al. Integration of small-scale compressed air energy storage with wind generation for flexible household power supply. **Journal of Energy Storage**, Elsevier, v. 37, p. 102430, 2021.

_____. Study on the performance and optimization of a scroll expander driven by compressed air. **Applied Energy**, Elsevier, v. 186, p. 347–358, 2017.

APÊNDICE A – ALGORITMO DO MODELO DETERMINÍSTICO DO EXPANSOR SCROLL UTILIZANDO LINGUAGEM DE PROGRAMAÇÃO O modelo determinístico do expansor scroll foi implementado utilizando solução numérica, em linguagem aberta C# por meio do software *Visual Studio* e utilizando a biblioteca CoolProp (BELL et al., 2014) de propriedades termodinâmicas. O programa calcula a temperatura, pressão, volume e a massa em cada câmara, além do fluxo de massas pelos vazamentos internos nas câmaras do expansor em função do tempo, o fator de preenchimento e a potência isentrópica e no eixo do expansor scroll.

```
using System;
using System.Collections.Generic;
using System.Ling;
using System.Text;
using System.IO;
// Inicio do programa
namespace PROGRAMA_SCROLL_EXPANDER
{
class Program
static void Main(string[] args)
{
string version;
version = CoolProp.get_global_param_string("version");
Console.WriteLine("Versao Coolprop " + version);
// Variáveis de entrada
double RP = Convert.ToDouble(args[0]); //relação de pressao
double RPM = Convert.ToDouble(args[1]); //rotação do scroll
double ftg = Convert.ToDouble(args[2]) / 1000; //valor da folga tangencial
transformado para mm
double rugosidade = Convert.ToDouble(args[3]) / 1000; //valor da rugosidade
estimada da parede em microns transformada para mm
bool dadosgrafico = Convert.ToBoolean(args[4]); //Escrever dados para
gerar gráficos
string teste = args[5]; //Local para salvar os dados
// Definição do fluido utilizado
string Fluid = "Air"; // "R245FA"; //
/* //Dados usados na simulação do expansor em ORC
double Tevaporador = 273.15 + 115;
double Pevaporador = CoolProp.PropsSI("P", "Q", 1, "T", Tevaporador-5,
```

```
Fluid);
double Tcondensador = 273.15 + 35;
double Pcondensador = CoolProp.PropsSI("P", "Q", 0, "T", Tcondensador,
Fluid);
RP = Pevaporador / Pcondensador;
*/
// Definição das variáveis
double pi = Math.PI;
double theta;
double[] P, M, T, u, h, rho, W, V, mdot;
double t = 0.0;
double WT = 0.0;
double mleakT = 0.0;
double mleakave = 0.0;
double m_interna = 0.0;
double m_total = 0.0;
// Dados para simulação numérica
int Nper = 25;
int Ndiv = 100;
int Nvoltas = 6;
int Nchamb = 4;
// Velocidade angular, período e passo de tempo do expansor
double omega = (RPM / 60.0);
double dthetadt = 360 * omega;
double periodo = 1 / omega;
double deltat = periodo / (1.0 * Nper * Ndiv);
// Folga de topo variável com RP
double DeltaL = 0.91 \times RP / 1000;
double ftopo = (rugosidade + DeltaL); //valor da folga radial variável com
a pressão de alimentação em mm
// Simulação incluirá a influência caso true
bool leakage = true; // Vazamentos internos
bool PerdaADM = true; // Perda de carga na admissão
bool TransCal = true; // Transferência de calor
bool Atrito = true; // Atrito
// Área de vazamento: folgas tangenciais (duas áreas de vazamento por
câmara)
```

double Aleak = 2 * ((41 + DeltaL) * ftg + 2 * (1.5 * (1 + DeltaL / 2)))

* 1E-6;

```
h = new double[Nchamb + 1];
u = new double[Nchamb + 1];
P = new double[Nchamb + 1];
T = new double[Nchamb + 1];
M = new double[Nchamb + 1];
W = new double[Nchamb + 1];
V = new double[Nchamb + 1];
mdot = new double[Nchamb + 1];
rho = new double[Nchamb + 1];
Console.WriteLine("=========");
Console.WriteLine(" Modelo termodinâmico expansor scroll
versão 20/06/2022 ");
Console.WriteLine("=========");
Console.WriteLine("");
Console.WriteLine(" ROTAÇÃO = {0:0.0} RPM", RPM);
Console.WriteLine("");
//Definição de quais variáveis serão apresentadas na tabela de resultados
bool showV = false;
bool showP = false;
bool showT = false;
bool showM = false;
bool showW = false;
bool showmdot = false;
// Apresentação dos resultados na forma de tabela
Console.Write("{0,10}", "tempo [ms]");
Console.Write("{0,10}", "theta");
if (showV) Console.Write("{0,10} {1,10} {2,10} {3,10}", "V1", "V2",
"V3", "V4");
if (showP) Console.Write("{0,10} {1,10} {2,10} {3,10}", "P1", "P2",
"P3", "P4");
if (showT) Console.Write("{0,10} {1,10} {2,10} {3,10}", "T1", "T2",
"T3", "T4");
if (showM) Console.Write("{0,10} {1,10} {2,10} {3,10}", "M1", "M2",
"M3", "M4");
if (showW) Console.Write("{0,10} {1,10} {2,10} {3,10} {4,10}", "W1",
"W2", "W3", "W4", "WT");
if (showmdot) Console.Write("{0,10} {1,10} {2,10}", "mdot1", "mdot2",
"mdot3");
```

```
Console.WriteLine("");
//Temperatura fictícia da massa do expansor
double Tiso = 278.7;
//Condições atmosféricas (local)
double Tamb = 273 + 21;
double Pamb = 92000;
// Definição da condições iniciais
//Pressão de entrada (linha) P_ali, pressão das câmaras admissão [1],
expansão [2] e [3] e descarga [4]
// Condições de "alimentação" (Para o ORC fluido que vem do evaporador,
Para CAES do reservatório de ar comprimido)
double T_ali = Tamb; // Tar para o CAES //Tevaporador Para ORC
double P_ali = Pamb*RP; // Par para o CAES //Pevaporador Para ORC
double rho_ali = CoolProp.PropsSI("D", "P", P_ali, "T", T_ali, Fluid);
double u_ali = CoolProp.PropsSI("U", "P", P_ali, "T", T_ali, Fluid);
double h_ali = CoolProp.PropsSI("H", "P", P_ali, "T", T_ali, Fluid);
double s_ali = CoolProp.PropsSI("S", "P", P_ali, "T", T_ali, Fluid);
// Condições da "descarga" (Para o ORC pressão de trabalho do condensador)
P[4] = Pamb; //Pamb Para o CAEs // Pcondensador Para o ORC
//vazão teórica
double m_teo = (Volume(1, 360) * rho_ali - Volume(1, 0) * rho_ali) *
1e-6 / periodo;
//Condições iniciais
P[1] = P_ali;
P[2] = P[1];
P[3] = P[1];
// Definição das temperaturas iniciais
T[1] = T_ali;
T[4] = Tamb;
T[2] = T_ali;
T[3] = T_ali;
// Inicio da simulação
double theta1 = 0;
double angulo = 0;
```

```
double Wave = 0.0;
double deltaP = 0;
//variáveis de entrada
double ks = 0.788;
double Qsu = 0;
double Qex = 0;
double Qamb = 0.0;
double AUn_su = 34.9;
double AUn_ex = 56.2;
double AU_amb = 10.5;
double Tex = T[3];
double hex;
//inicio da simulação
for (int k = 1; k \le Nvoltas; k++)
{
if (k == 1)
ł
m_total = m_teo;
}
if (TransCal)
{
//Transferência de calor na entrada
double cp_su = CoolProp.PropsSI("C", "P", P_ali, "T", T_ali, Fluid);
double AU_su = AUn_su * Math.Pow((m_total / 0.12), 0.8);
Qsu = (1 - Math.Pow(Math.E, (-AU_su / (m_total * cp_su)))) * m_total *
cp_su * (T_ali - Tiso);
h[1] = h_ali - (Qsu / m_total);
T[1] = CoolProp.PropsSI("T", "P", P_ali, "H", h[1], Fluid);
}
// Volumes iniciais das câmaras
V[1] = 11.63;
V[2] = 77.03;
V[3] = 154.051;
V[4] = 630.60;
//condições iniciais nas câmaras
P[3] = P[2];
P[2] = P[1];
P[1] = P_ali;
```

```
//T[4] = Tex; //Usa somente para o ORC, para CAES expandindo para atm
P4 sempre será Pamb.
T[3] = T[2];
T[2] = T[1];
// Densidade inicial
for (int i = 1; i <= 4; i++)
rho[i] = CoolProp.PropsSI("D", "P", P[i], "T", T[i], Fluid);
// Energia interna inicial
for (int i = 1; i <= 4; i++)
u[i] = CoolProp.PropsSI("U", "P", P[i], "T", T[i], Fluid);
//Massa inicial
for (int i = 1; i \le 4; i++)
M[i] = V[i] * rho[i] * 1E-6;
mleakave = 0.0;
mleakT = 0.0;
// Inicio do processo de expansão do fluido de trabalho
for (int i = 0; i < (Nper * Ndiv); i++)</pre>
{
theta = 360 * i / (Nper * Ndiv);
//Perda de carga na entrada do expansor
if (PerdaADM)
{
double Abocal = pi * Math.Pow(0.0055, 2);
double Apassagem = Abocal * (1 - Ablock(theta));
deltaP = ks * Math.Pow(m_total, 2) / (2 * rho[1] * Math.Pow(Apassagem, 2));
P[1] = P_{ali} - deltaP;
rho[1] = CoolProp.PropsSI("D", "P", P[1], "T", T[1], Fluid);
u[1] = CoolProp.PropsSI("U", "P", P[1], "T", T[1], Fluid);
}
// Cálculo da potência interna instantânea produzida por cada câmara
WT = 0.0;
for (int j = 1; j <= 4; j++)
{
W[j] = P[j] * dVdtheta(j, 360 * i / (Nper * Ndiv)) * dthetadt * 1e-6;
WT = WT + W[j];
```

```
}
if (k == Nvoltas)
{
Wave = Wave + WT;
}
else Wave = 0.0;
// Cálculo dos vazamentos entre as câmaras através das folgas tangenciais
e radiais
// mdot[1] : entre câmara 1 e 2
// mdot[2] : entre câmara 2 e 3
// mdot[3] : entre câmara 3 e 4
// A função leak retorna o valor do vazamento em função da pressão e
temperatura das câmaras
if (leakage)
{
double Aleak1 = Aleak + Avaz(1, theta, ftopo);
double Aleak2 = Aleak + Avaz(2, theta, ftopo);
double Aleak3 = Aleak + Avaz(3, theta, ftopo);
mdot[1] = leak(Aleak1, 1.0, P[1], T[1], P[2], T[2], Fluid);
mdot[2] = leak(Aleak2, 1.0, P[2], T[2], P[3], T[3], Fluid);
mdot[3] = leak(Aleak3, 1.0, P[3], T[3], P[4], T[4], Fluid);
mleakT = mleakT + mdot[1];
}
else
{
mdot[1] = 0.0;
mdot[2] = 0.0;
mdot[3] = 0.0;
}
theta1 = angulo + theta;
//Apresentação dos dados em forma de tabela
if (i % Ndiv == 0)
{
Console.Write("{0,10:0.00}", t);
Console.Write("{0,10:0.00}", theta);
if (showV) Console.Write("{0,10:0.0000} {1,10:0.0000} {2,10:0.0000}
{3,10:0.0000}", V[1], V[2], V[3], V[4]);
if (showP) Console.Write("{0,10:0} {1,10:0} {2,10:0} {3,10:0}", P[1],
```

```
P[2], P[3], P[4]);
if (showT) Console.Write("{0,10:0.0} {1,10:0.0} {2,10:0.0} {3,10:0.0}",
T[1], T[2], T[3], T[4]);
if (showM) Console.Write("{0,10:0.00000} {1,10:0.00000} {2,10:0.00000}
{3,10:0.00000}", M[1], M[2], M[3], M[4]);
if (showW) Console.Write("{0,10:0} {1,10:0} {2,10:0} {3,10:0} {4,10:0}",
W[1], W[2], W[3], W[4], WT);
if (showmdot) Console.Write("{0,10:0.00000} {1,10:0.00000} {2,10:0.00000}"
, mdot[1], mdot[2], mdot[3]);
Console.WriteLine("");
}
// Salva os valores para construção de gráficos
if (dadosgrafico)
// Volume por câmara em função do ângulo theta
V[1] = Volume(1, theta);
V[2] = Volume(2, theta);
V[3] = Volume(3, theta);
V[4] = Volume(4, theta);
// Equação de conservação da massa
// Atualização da massa em cada uma das câmaras
M[2] = M[2] + deltat * (mdot[1] - mdot[2]);
M[3] = M[3] + deltat * (mdot[2] - mdot[3]);
h[1] = CoolProp.PropsSI("H", "U", u[1], "D", rho[1], Fluid);
h[2] = CoolProp.PropsSI("H", "U", u[2], "D", rho[2], Fluid);
h[3] = CoolProp.PropsSI("H", "U", u[3], "D", rho[3], Fluid);
double termo1 = 0.0;
double termo2 = 0.0;
// Equação da energia
// Atualização da energia interna, densidade, pressão e temperatura
for (int j = 2; j <= 3; j++)
termol = (-P[j] * dVdtheta(j, 360 * i / (Nper * Ndiv)) * dthetadt * 1e-6);
termo2 = mdot[j - 1] * h[j - 1] - mdot[j] * h[j] - u[j] * (mdot[j - 1])
- mdot[j]);
u[j] = u[j] + deltat * (1 / M[j] * (termo1 + termo2));
rho[j] = M[j] / (V[j] * 1E-6);
```

```
P[j] = CoolProp.PropsSI("P", "D", rho[j], "U", u[j], Fluid);
T[j] = CoolProp.PropsSI("T", "D", rho[j], "U", u[j], Fluid);
}
// Atualização da massa
for (int j = 1; j <= 4; j++)
{
M[j] = V[j] * rho[j] * 1E-6;
}
t = t + deltat;
} // Fim de uma volta
angulo = thetal;
// Potência média
Wave = Wave / (Ndiv * Nper);
// Vazamento médio na câmara 1 (não realiza trabalho)
mleakave = mleakT / (Ndiv * Nper);
// Vazão interna do expansor (que realiza trabalho)
m_interna = (Volume(1, 360) * rho[1] - Volume(1, 0) * rho[1])
* 1e-6 / periodo;
// Vazão total do expansor
m_total = m_interna + mleakave;
if (TransCal)
{
//Transferencia de calor na descarga
double cp_ex = CoolProp.PropsSI("C", "P", P[3], "T", T[3], Fluid);
double AU_ex = AUn_ex * Math.Pow((m_total / 0.12), 0.8);
Qex = (1 - Math.Pow(Math.E, (-AU_ex / (m_total * cp_ex)))) * m_total
* cp_ex * (Tiso - T[3]);
hex = h[3] + (Qex / m_total);
Tex = CoolProp.PropsSI("T", "P", P[3], "H", hex, Fluid);
//Transferência de calor com o ambiente
Qamb = AU_amb * (Tiso - Tamb);
}
} // Fim das Nvoltas
```

```
double efiso = 0.0;
double Wiso = 0.0;
double h4s = 0.0;
double ffactor = 0.0;
double T_loss = 0.0;
double W_loss = 0.0;
double W_shaft = 0.0;
//Cálculo da potência isentrópica e filling factor
h4s = CoolProp.PropsSI("H", "P", P[4], "S", s_ali, Fluid);
Wiso = (m_interna + mleakave) * (h_ali - h4s);
//Cálculo do filling factor
ffactor = (m_total) / m_teo;
//Cálculo da potência mecânica
if (Atrito)
ł
T_{loss} = 0.65;
W_loss = 2 * pi * omega* T_loss;
}
//Potência no eixo considerando as perdas
W_shaft = Wave - W_loss;
//Cálculo da eficiencia isentropica
efiso = (W_shaft / Wiso) * 100;
//Cálculo da eficiência isentrópica
double efetiso = ((W_shaft - Qamb) / Wiso) * 100;
//Cálculo Tiso
double resto = W_loss - Qex + Qsu - Qamb; // resto ~ 0 para validar o Tiso
Console.WriteLine("RESTO DA EQUAÇÃO: " + resto);
//Apresentação dos dados finais
Console.WriteLine("m total: {0,10:0.0000} kg/s", (m_total));
Console.WriteLine("m teórica: {0,10:0.0000} kg/s", m_teo);
Console.WriteLine("mleakave: {0,10:0.0000000} kg/s", mleakave);
Console.WriteLine("minterna (realiza trabalho): {0,10:0.0000} kg/s"
, m_interna);
Console.WriteLine("Potência isentrópica: {0,10:0.00} W", Wiso);
Console.WriteLine("Potência disponível no eixo expansor): {0,10:0.00} kW"
```

```
, (W_shaft));
Console.WriteLine("Eficiência isentrópica: {0,10:0.0000} %", efiso);
Console.WriteLine("Efetividade isentrópica: {0,10:0.0000} %", efetiso);
Console.WriteLine("Fator de preenchimento: {0,10:0.0000}", ffactor);
Console.WriteLine("-----");
Console.ReadKey();
} //FIM DA SIMULAÇÃO
//Função para cálculo da vazão dos vazamentos internos
static double leak(double A, double Cd, double P_up, double T_up,
double P_down, double T_down, string Fluid)
{
double Vel, SS, mleak, rho, h_down, s_down, h_up, s_up;
double P_crit;
if (P_up == P_down) //pressões iguais, não ocorre vazamento
{
return (0.0);
}
else
{
if (P_up < P_down) //ultima câmara, vazamento da atmosfera para dentro
do scroll
{
double P_1 = 0.3 * P_down;
double P_2 = P_down;
h_down = CoolProp.PropsSI("H", "T", T_down, "P", P_down, Fluid);
s_down = CoolProp.PropsSI("S", "T", T_down, "P", P_down, Fluid);
//Aproximacao para determinar pressão critica
P_crit = 0.5 * P_down;
SS = CoolProp.PropsSI("speed_of_sound", "S", s_down, "P", P_crit,
Fluid);
do
{
P_{crit} = (P_1 + P_2) / 2;
double h_crit = CoolProp.PropsSI("H", "S", s_down, "P", P_crit,
Fluid);
Vel = Math.Sqrt(2 * (h_down - h_crit));
SS = CoolProp.PropsSI("speed_of_sound", "S", s_down, "P", P_crit,
Fluid);
```

```
if (Vel > SS) P_1 = P_crit;
else P_2 = P_crit;
\} while ((P_2 - P_1) > 1000);
if (P_up < P_crit) //escoamento blocado
{
rho = CoolProp.PropsSI("D", "S", s_down, "P", P_crit, Fluid);
mleak = -rho * SS * A * Cd;
}
else //escoamento não esta blocado
{
h_up = CoolProp.PropsSI("H", "S", s_down, "P", P_up, Fluid);
rho = CoolProp.PropsSI("D", "S", s_down, "P", P_up, Fluid);
Vel = Math.Sqrt(2 * (h_down - h_up));
mleak = -rho * Vel * A * Cd;
}
}
else //vazamento entre as câmaras internas do scroll
{
double P_1 = 0.3 * P_up;
double P_2 = P_{up};
h_up = CoolProp.PropsSI("H", "T", T_up, "P", P_up, Fluid);
s_up = CoolProp.PropsSI("S", "T", T_up, "P", P_up, Fluid);
//Aproximacao para determinar pressão critica
P_crit = 0.5 * P_up;
SS = CoolProp.PropsSI("speed_of_sound", "S", s_up, "P", P_crit, Fluid);
do
{
P_{crit} = (P_1 + P_2) / 2;
double h_crit = CoolProp.PropsSI("H", "S", s_up, "P", P_crit, Fluid);
Vel = Math.Sqrt(2 * (h_up - h_crit));
SS = CoolProp.PropsSI("speed_of_sound", "S", s_up, "P", P_crit, Fluid);
if (Vel > SS) P_1 = P_crit;
else P_2 = P_crit;
} while ((P_2 - P_1) > 1000); //10000
if (P_down < P_crit) //escoamento blocado
{
rho = CoolProp.PropsSI("D", "S", s_up, "P", P_crit, Fluid);
mleak = rho * SS * A * Cd;
}
else //escoamento não esta blocado
ł
```

```
h_down = CoolProp.PropsSI("H", "S", s_up, "P", P_down, Fluid);
rho = CoolProp.PropsSI("D", "S", s_up, "P", P_down, Fluid);
Vel = Math.Sqrt(2 * (h_up - h_down));
mleak = rho * Vel * A * Cd;
}
}
}
return (mleak);
}
// Função para cálulo do volume das câmaras em função do angulo theta
static double Volume(int chamber, double theta)
ł
double a0, a1, a2;
switch (chamber)
{
case 1:
a0 = 11.63; a1 = 0.106980; a2 = 0.000297167; // a0 = 18.4; a1 = 0.3389;
a2 = 0;
break;
case 2:
a0 = 77.03; a1 = 0.213960; a2 = 0.0; //a0 = 122; a1 = 0.4914; a2 = 0.0;
break;
case 3:
a0 = 154.05; a1 = 0.213960; a2 = 0.0; //a0 = 298.9; a1 = 0.4914;
a2 = 0.0;
break;
default:
a0 = 630.59; a1 = -0.5349; a2 = -0.000297167; //a0 = 975.8;
a1 = -1.3217; a2 = 0;
break;
}
double vol = (a0 + a1 * theta + a2 * theta * theta);
return (vol);
}
// Função da derivada do volume no tempo
static double dVdtheta(int chamber, double theta)
{
double a1, a2;
switch (chamber)
{
case 1:
a1 = 0.106980; a2 = 0.000297167; //a1 = 0.3389; a2 = 0;
```

```
break;
case 2:
a1 = 0.213960; a2 = 0.0; //a1 = 0.4914; a2 = 0.0;
break;
case 3:
al = 0.213960; a2 = 0.0; //a1 = 0.4914; a2 = 0.0;
break;
default:
a1 = -0.5349; a2 = -0.000297167; //a1 = -1.3217; a2 = 0;
break;
}
double dVdth = (a1 + 2 * a2 * theta);
return (dVdth);
}
//Função da área de vazamento de topo
static double Avaz(int chamber, double theta, double altura)
{
double a1, a2;
switch (chamber) //perimetro
{
case 1: //area entre 1 e 2
a1 = 0.401; a2 = 56.531;
break;
case 2: //area entre 2 e 3
a1 = 0.401; a2 = 201.04;
break;
default: //area entre 3 e 4
a1 = 0.401; a2 = 345.55;
break;
}
double areatopo = (a1 * theta + a2) * altura * 1E-6; //área total
do vazamento radial em metros quadrados m².
return (areatopo);
}
//Função para cálculo da área bloqueada do scroll
static double Ablock (double theta)
{
double areablock;
if (theta >= 193 && theta <= 329)
areablock = 0.0000000020286 * Math.Pow(theta, 5) - 0.00000025471397
* Math.Pow(theta, 4)
+ 0.00012587344488 * Math.Pow(theta, 3) - 0.03063644558844
```

```
* Math.Pow(theta, 2) + 3.68060201938669 * theta - 175;
else
areablock = 0;
return areablock;
}
}
}
// Termino do programa
```

APÊNDICE B – CÁLCULO DA DEFORMAÇÃO DOS EIXOS INTERMEDIÁRIOS

Os resultados obtidos para a deformação dos eixos intermediários são apresentados a seguir. Os valores da pressão em cada câmara, assim como as áreas que atuam, foram obtidas com os resultados da simulação do modelo quando o ângulo de orbitação do expansor é igual a 180° (metade da volta).

Calculo da deformação dos eixos									
Ângulo de orbitação θ = 180 ♀									
Razão d	e pressão	6		Razão de	pressão	5	Razão	de pressão	4
			PRES	SÃO NAS C	ÂMARAS [OO EXPAN	ISOR	•	
P1	537387	Pa		P1	447900	Pa	P1	358383	Pa
D2	306326	Pa		D2	250021	Pa	P2	207603	Pa
F 2 D 2	215540	Га		Γ <u>2</u>	102000	га	F 2	147552	га
P3	215549	Ра	í D.	P3	183608	Pa	P3	147552	Pa
A1 9,88E-04 m ²									
				A2	2,82E-03	m²			
A3 4,70E-03 m ²									
FORÇA TOTAL NAS BASES DO EXPANSOR									
F	2406,65	Ν		F	2034,89	Ν	F	1632,19	Ν
	· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·		FOF	RÇA NOS EI	XOS INTER	RMEDIÁRI	OS		
Feixo	1604.43	N		Feiro	1356 59	N	Feixo	1088 13	N
ТСІХО	1004,45						ТСІХО	1000,15	IN
Aeixo,1	1/6,/1	mm²		ļ	5,00		Ø15,00		
Aeixo,2	804,25	mm²					100	$\langle \rangle$	
Aeixo,3	283,53	mm²		17,00	┙┝┑ݐ		(
Aeixo,4	176,71	mm²				1	T		_
				4	3 2	-	00/		
					ľ ľ ⊢		034	\checkmark	
					41		./		
								$ \rightarrow $	
					6	,50		\mathbb{Z}	
				22.00		1 50		Ø1	9.00
				- 22,00	<u> </u>	1,50		9)~	
TENSÃO NA SEÇÃO DO EIXO									
σ1	9,079	MPa		σ1	7,677	MPa	σ1	6,158	MPa
σ2	1,995	MPa		σ2	1,687	MPa	σ2	1,353	MPa
σ3	5,659	MPa		σ3	4,785	MPa	σ3	3,838	MPa
σ4	9.079	MPa		σ4	, 7.677	MPa	σ4	6,158	MPa
	-,		DFF	ORMAÇÃO	DA SECÃO) F =	73000	MPa
c1	1 24E-04		DEI	c1	1 05E-04	5 DO LINC	<u></u>	8 435-05	
-2	1,242-04			-2	2,032-04		£1 -2	8,43E-05	
ε2	2,73E-05			εz	2,31E-05		εz	1,85E-05	
€3	7,75E-05			€3	6,55E-05		€3	5,26E-05	
ε4	1,24E-04			€4	1,05E-04	~	ε4	8,43E-05	
ALONGAMENTO DA SEÇÃO DO EIXO									
ΔL1	2,674	μm		ΔL1	2,261	μm	ΔL1	1,814	μm
ΔL2	0,178	μm		ΔL2	0,150	μm	ΔL2	0,120	μm
ΔL3	0,388	μm		ΔL3	0,328	μm	ΔL3	0,263	μm
ΛI 4	2 114	μm		ΛΙ 4	1 788	μm	ΛI 4	1 4 3 4	μm
	-,		٨				0	<u>-</u> , 134	
Aoiyo	E 2E4	IIm	A	Aoivo	A 527		Acivo	2 6 2 1	um
Деіхо	5,354	μΠ		Δειχο	4,527	μΠ	Δειχυ	3,031	μΠ
				Gráf	ico·Λeix	(o x rn			
6				Grai					7
5									
ਿੱਤੋ									
Ľ,									
.× 4						•••••			1
o e									
р3 0									1
ıçã									
Ĕ 2									-
for		.			Г				
õ ₁							деіхо = 0,9	.rp	
		•							
	0	1			3	Δ	5	6	7
Razão do proceão									
Kazao de pressão									