

**CENTRO UNIVERSITÁRIO FEI**

**SABRINA BELLÉ**

**METODOLOGIA PARA DIMENSIONAMENTO DE UM EXPANSOR SCROLL PARA  
CICLO RANKINE ORGÂNICO**

São Bernardo do Campo

2018

SABRINA BELLÉ

**METODOLOGIA PARA DIMENSIONAMENTO DE UM EXPANSOR SCROLL PARA  
CICLO RANKINE ORGÂNICO**

Dissertação de Mestrado apresentada ao Centro Universitário FEI como parte dos requisitos necessários para a obtenção do título de Mestre em Engenharia, orientada pelo Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello.

São Bernardo do Campo

2018

Bellé, Sabrina.

Metodologia para dimensionamento de um expensor scroll para ciclo Rankine orgânico / Sabrina Bellé. São Bernardo do Campo, 2018.

97 f. : il.

Dissertação - Centro Universitário FEI.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello.

1. Expensor scroll. 2. Ciclo Rankine orgânico. 3. Eficiência isentrópica. 4. Vazamentos internos. I. Mello, Paulo Eduardo Batista de , orient. II. Título.



## AGRADECIMENTOS

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – Brasil (CAPES) – Código de Financiamento 001.

A Deus e em toda a fé que tenho nele, presente em todos os momentos de dúvidas e em cada pedra do caminho. Ele colocou pessoas tão especiais ao meu lado, sem as quais certamente não teria conseguido.

Ao meu competente orientador, Prof. Dr. Paulo Eduardo de Mello, por acreditar no meu trabalho, pelo grande apoio em cada etapa, por todos os ensinamentos e pela ajuda nas metas e objetivos necessários para o desenvolvimento deste trabalho.

Aos maiores tesouros que tenho na vida, Dorval e Perina, pela base, pela força, pelas orações, telefonemas, abraços, apoio incondicional e por acreditar nos meus sonhos, muitas e muitas vezes me lembrando que tudo vai dar certo. Todas as minhas conquistas e aquela que ainda virão serão por vocês e para vocês. À minha irmã Evandra agradeço pela ajuda na minha criação, na formação dos meus valores e caráter, você sempre tem lugar no meu coração.

Este trabalho representa um grande sonho, parte de um projeto de vida que vem sendo construído dia após dia e nele depus todo esforço, dedicação e amor para que hoje pudesse vê-lo da forma como está. Sempre acreditei que bons trabalhos não são construídos por uma pessoa só e neste sentido preciso agradecer, e muito, todos aqueles que direta ou indiretamente participaram deste trabalho. Algumas lições aprendidas neste ano: Não importa o quanto você sabe, sempre é possível buscar novos conhecimentos; Ajudar o próximo aumenta seu próprio aprendizado; Dedicação e esforço nos fazem melhores e que a zona de conforto é um lugar muito pequeno para o sonho que a gente traz.

Ao meu amigo e exemplo profissional, Jairo Souza de Lima, meu muito obrigada pelo incentivo para realizar esse mestrado, por acreditar no meu trabalho e potencial. Por mais que este fosse um sonho, seu incentivo e palavras de motivação foram sempre muito importante para mim. Aos amigos do Departamento de Powertrain da Scania pelo apoio, conversas e conselhos dados ao longo deste período.

Meu sincero agradecimento aos funcionários do Centro Universitário FEI, sempre atenciosos e gentis. Vou levar cada gesto de carinho recebido para toda a vida. Todas as dúvidas iniciais dão lugar a uma certeza... Tudo valeu a pena! Obrigada a todos por fazerem parte deste capítulo do meu projeto de vida.

*“Não vos amoldeis às estruturas deste mundo,  
mas transformai-vos pela renovação da mente,  
a fim de distinguir qual é a vontade de Deus:  
o que é bom, o que Lhe é agradável, o que é perfeito.”*  
*(Bíblia Sagrada, Romanos 12, 2)*

## RESUMO

Com o objetivo de assegurar o fornecimento de energia, reduzir mudanças climáticas e otimizar a utilização das fontes de energia disponíveis por meio da geração de energia limpa, tecnologias de recuperação de calor e o uso de fontes renováveis têm sido incentivadas e desenvolvidas. Neste cenário, surgem novas tecnologias promissoras como o Armazenamento de Energia com Ar Comprimido, do inglês *Compressed Air Energy Storage* (CAES), visando amenizar o problema de intermitência na geração de energia com fonte solar e eólica; e o Ciclo Orgânico Rankine, do inglês *Organic Rankine Cycle* (ORC), visando o aproveitamento do calor rejeitado a baixa temperatura para a geração de potência. Diversos estudos apontam para o potencial uso da máquina de expansão do tipo scroll em ciclos de geração de potência de pequena escala, por apresentarem alta eficiência isentrópica. Sendo assim, uma metodologia para dimensionamento de expansores scroll operando em um ORC é proposta, levando em consideração fatores construtivos e operacionais. Uma análise de um novo protótipo é realizada seguindo a metodologia, considerando como fluido de trabalho o R245fa, razão volumétrica de 3,5 e potência de 1,5 kW. No entanto, a aplicação da metodologia para o dimensionamento de expansores pode ser aplicada para outros fluidos. O presente trabalho está inserido em uma linha de pesquisa em andamento na FEI, que teve início com testes experimentais de um protótipo de expansor scroll trabalhando com ar comprimido. Desta forma, a experiência do grupo de pesquisa é utilizada na avaliação e discussão de fatores importantes como o balanceamento do dispositivo, a vedação como fator importante para a aplicação em ORC e a relação direta entre as dimensões do dispositivo, sua razão volumétrica e sua eficiência isentrópica.

Palavras-chave: Expansor scroll. Vazamento interno. Ciclo Rankine orgânico. Eficiência isentrópica.

## ABSTRACT

In order to ensure energy supply, reduce climate change and optimize the use of available energy sources through the generation of clean energy, heat recovery technologies and the use of renewable sources have been encouraged and developed. In this scenario, promising new technologies emerge such as Compressed Air Energy Storage (CAES), aiming to alleviate the problem of intermittence in the generation of energy with solar and wind and Organic Rankine Cycle (ORC), aiming the transformation of the rejected heat at low temperature into work. Several studies point to the potential use of the scroll-type expansion machine in small-scale power generation cycles, because of its high isentropic efficiency. Thus, a methodology for sizing of scroll expanders operating in an ORC is proposed, taking into account constructive and operational factors. An analysis of a new prototype is performed following the methodology, considering R245fa as the working fluid, volumetric ratio of 3.5 and power of 1.5 kW. However, the application of the methodology for the sizing of expanders can be applied to other fluids. The present work is part of an ongoing research line at FEI, which began with experimental tests of a prototype of scroll expander working with compressed air. In this way, the experience of the research group is used in the evaluation and discussion of important factors such as the balancing of the set, the sealing as an important factor for the application in ORC and the direct relationship between the dimensions of the device, its volumetric ratio and its isometric efficiency.

Keywords: Scroll expander. Internal leakage. Organic Rankine cycle. Isentropic efficiency.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Ilustração 1 – Mapa de utilização ótima para 3 tipos de expansores e 3 aplicações . . .	18
Ilustração 2 – Classificação dos sistemas de armazenamento de energia em função da forma de energia . . . . .	21
Ilustração 3 – Diagrama esquemático do sistema ciclo Rankine orgânico solar . . . .	23
Ilustração 4 – Ciclo ORC básico . . . . .	24
Ilustração 5 – Ciclo ORC regenerativo . . . . .	25
Ilustração 6 – Diagrama T-s comum dos tipos de fluidos de trabalho . . . . .	27
Ilustração 7 – Diagrama T-s específico dos tipos de fluidos de trabalho: isentrópico, úmido e seco . . . . .	28
Ilustração 8 – Princípio de funcionamento do expansor scroll . . . . .	30
Ilustração 9 – Perdas por subexpansão (à esquerda) e sobre expansão (à direita) . . .	31
Ilustração 10 – Variação do fator de preenchimento em função da pressão de entrada .	34
Ilustração 11 – Comparação de desempenho do expansor em função diferentes rota- ções para uma mesma folga tangencial - 165 $\mu\text{m}$ . . . . .	35
Ilustração 12 – Comparação de desempenho do expansor para uma dada rotação, com folgas tangenciais distintas . . . . .	35
Ilustração 13 – Variação do fator de preenchimento e da eficiência global em função da velocidade de rotação . . . . .	36
Ilustração 14 – Influência dos fenômenos de operação na eficiência isentrópica do ex- pansor . . . . .	37
Ilustração 15 – Acoplamento magnético do expansor scroll . . . . .	38
Ilustração 16 – Tipos de folga e vedação . . . . .	39
Ilustração 17 – Configuração experimental da bancada para investigação da caracterís- tica do vazamento em compressores scroll . . . . .	40
Ilustração 18 – Variação da vazão de vazamento . . . . .	41
Ilustração 19 – Resultados experimentais para o fluxo de vazamento . . . . .	42
Ilustração 20 – Configuração experimental para medição do comportamento da veda- ção (à esquerda) e variação da folga axial através da parede (à direita) .	43
Ilustração 21 – Selo de vedação do expansor scroll para ar comprimido . . . . .	44
Ilustração 22 – Família de scrolls com volume deslocado de 104,8 $\text{cm}^3$ e razão volu- métrica de 2,7 . . . . .	44
Ilustração 23 – Modelo conceitual do expansor scroll . . . . .	45

Ilustração 24 – Representação das câmaras de sucção no final do processo de sucção . . . . .	47
Ilustração 25 – Condições de contorno para simulação como (a) compressor e (b) expansor . . . . .	48
Ilustração 26 – Pressão de saída e campos de pressão durante a revolução . . . . .	49
Ilustração 27 – Vazamento de flanco no expansor . . . . .	49
Ilustração 28 – Número de Mach e variação de pressão sobre os vazamentos internos . . . . .	50
Ilustração 29 – Diagramas T-s do fluidos R245fa (à esquerda) e do R134a (à direita) . . . . .	53
Ilustração 30 – Desenho dimensional (à esquerda) e gráfico de pressão máxima versus temperatura de operação (à direita) do trocador CB30 da marca Alfa Laval® . . . . .	55
Ilustração 31 – Ciclo termodinâmico básico . . . . .	55
Ilustração 32 – Curvas das paredes interna e externa de um scroll . . . . .	58
Ilustração 33 – Montagem do selo de vedação atual e nova proposta considerando geometria em "T", ambos com interferência . . . . .	61
Ilustração 34 – Montagem do selo de vedação no expansor scroll . . . . .	61
Ilustração 35 – Montagem do selo de vedação com folga . . . . .	62
Ilustração 36 – Configuração para simulação dinâmica dos componentes móveis do scroll . . . . .	63
Ilustração 37 – Razão volumétrica em função da temperatura de evaporação (à direita) e eficiência térmica do ciclo em função da temperatura de evaporação (à esquerda) . . . . .	67
Ilustração 38 – Eficiência térmica do ciclo em função da razão volumétrica do expansor . . . . .	68
Ilustração 39 – Influência do parâmetro $\varphi_{max}$ sobre o comprimento da curva evolvente e sobre a razão volumétrica do expansor scroll, quando $\varphi_{es}$ e $\varphi_{is}$ são iguais a $\pi/2$ da esquerda para a direita $\varphi_{max} = 11/(2\pi)$ e $r_v = 2$ ; $\varphi_{max} = 15/(2\pi)$ e $r_v = 3$ ; $\varphi_{max} = 17/(2\pi)$ e $r_v = 4$ . . . . .	69
Ilustração 40 – Obtenção dos volumes das câmaras de sucção e de descarga para $r_v = 3,5$ . . . . .	70
Ilustração 41 – Variação do volume das câmaras de sucção . . . . .	71
Ilustração 42 – Componentes protótipo para scroll fixo (à esquerda) e scroll móvel (à direita), utilizando ar comprimido como fluido de trabalho . . . . .	72
Ilustração 43 – Componentes protótipo propostos para scroll fixo (à esquerda) e scroll móvel (à direita), utilizando R245fa como fluido de trabalho . . . . .	73

Ilustração 44 – Detalhe de fixação da carcaça externo (à esquerda) e interno (à direita), utilizada no primeiro protótipo de expansor scroll . . . . .	74
Ilustração 45 – Vista em corte do expansor scroll . . . . .	75
Ilustração 46 – Comparação do desempenho do expansor utilizando R245fa para diferentes fatores de preenchimento, potência gerada (à esquerda) e eficiência (à direita) em função da temperatura de evaporação . . . . .	76
Ilustração 47 – Comparação do desempenho do expansor utilizando R134a para diferentes fatores de preenchimento, potência gerada (à esquerda) e eficiência (à direita) em função da temperatura de evaporação . . . . .	77
Ilustração 48 – Comparação do desempenho do expansor utilizando ar comprimido para diferentes fatores de preenchimento, potência gerada para diferentes rotações (à esquerda) e eficiência (à direita) em função da temperatura de evaporação . . . . .	78
Ilustração 49 – Variação da rotação em função do tempo . . . . .	94
Ilustração 50 – Força centrífuga gerada pelo desbalanceamento do conjunto no estado inicial (sem contrapeso) . . . . .	94
Ilustração 51 – Força centrífuga gerada pelo desbalanceamento do conjunto (com contrapeso 1) . . . . .	95
Ilustração 52 – Força centrífuga gerada pelo desbalanceamento do conjunto (com contrapeso 2) . . . . .	95
Ilustração 53 – Força centrífuga gerada pelo desbalanceamento do conjunto (com contrapeso 3) . . . . .	95

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Comparativo entre as propriedades da água e do R245fa . . . . .	25
Tabela 2 – Trabalhos experimentais utilizando compressores comerciais do tipo scroll modificados para expansores abertos em sistemas ORC . . . . .	33
Tabela 3 – Principais características da bomba . . . . .	54
Tabela 4 – Parâmetros de entrada considerando $T_{cond} = 35\text{ °C}$ para potência de 1,5 kW	66
Tabela 5 – Parâmetros de entrada considerando $T_{cond} = 45\text{ °C}$ para potência de 1,5 kW	66
Tabela 6 – Parâmetros geométricos para $V_{su}=20,06\text{ cm}^3/\text{rev}$ constante . . . . .	70
Tabela 7 – Parâmetros de definição da geometria scroll . . . . .	71
Tabela 8 – Previsão do desempenho do protótipo com R245fa . . . . .	75
Tabela 9 – Previsão do desempenho do protótipo com R134a . . . . .	77
Tabela 10 – Previsão do desempenho do protótipo com ar . . . . .	78

## LISTA DE ABREVIATURAS

<b>CAD</b>	Desenho Assistido por Computador, <i>Computational Aided Design</i>
<b>CAES</b>	Armazenamento de Energia com Ar Comprimido, do inglês <i>Compressed Air Energy Storage</i>
<b>CFD</b>	Dinâmica dos Fluidos Computacional, <i>Computational Fluid Dynamics</i>
<b>EES</b>	Solucionador de Equação de Engenharia, <i>Engineering Equation Solver</i>
<b>FEI</b>	Centro Universitário da FEI
<b>ORC</b>	Ciclo Orgânico de Rankine, do inglês <i>Organic Rankine Cycle</i>
<b>PTEE</b>	Politetrafluoretileno, do inglês <i>Polytetrafluorethylene</i>
<b>UHMWPE</b>	Polietileno de Ultra Peso Molecular, do inglês <i>Ultra High Molecular Weight Polyethylene</i>
<b>WHR</b>	Recuperação de Calor Rejeitado, do inglês <i>Waste Heat Recovery</i>

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	Área, (m <sup>2</sup> )
$b$	Comprimento, (m)
$c$	Calor específico, (J/kg.K)
$e$	espessura da parede do scroll, (mm)
$F$	Força, (N)
$f$	Frequência, (Hz)
$H$	Altura, (mm)
$h$	Entalpia específica, (J/kg)
$k$	Condutividade térmica, (W/m.K)
$\dot{m}$	Vazão em massa, kg/s
$\mathbf{n}(\varphi)$	Vetor normal unitário, (-)
$N$	Frequência de rotação, (rpm)
$P$	Pressão, (Pa)
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor, (W)
$r$	Raio, (m)
$r_v$	Razão volumétrica, (-)
$s$	Entropia específica, (J/kg.K)
$S$	Posição, (m)
$t$	Tempo, (s)
$T$	Temperatura, (°C)
$\mathbf{t}(\varphi)$	Vetor tangente unitário, (-)
$V$	Volume de controle, (m <sup>3</sup> )
$v$	Volume específico, (m <sup>3</sup> /kg)
$\dot{V}$	Vazão volumétrica, (m <sup>3</sup> /s)
$\dot{W}$	Potência de saída, (W)
$x$	Posição do scroll no eixo x, (mm)
$y$	Posição do scroll no eixo y, (mm)

### Letras gregas

$\delta$	Folga, (mm)
$\eta$	Eficiência isentrópica, (-)
$\varphi$	Ângulo da curva evolvente, (rad)

$\gamma$	Razão entre calores específicos $C_p/C_v$ , (-)
$\rho$	Massa específica do fluido, ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )
$\phi$	Fator de preenchimento, (-)
$\theta$	Ângulo de orbitação, ( $^\circ$ )
$\tau$	Torque, (N.m)

#### Subscritos

<i>ad</i>	Adaptado
<i>amb</i>	Ambiente
<i>atm</i>	Atmosférica
<i>b</i>	Circunferência da base
<i>ch</i>	Câmara
<i>cond</i>	Condensador
<i>cp</i>	Compressor
<i>crit</i>	Crítico
<i>e0</i>	Início da curva evolvente externa
<i>es</i>	Início real da curva evolvente externa
<i>ex</i>	Exaustão
<i>exp</i>	Expansor
<i>evap</i>	Evaporador
<i>fe</i>	Externo da curva involuta fixa
<i>fi</i>	Interno da curva involuta fixa
<i>in</i>	Interno
<i>i0</i>	Início da curva evolvente interna
<i>is</i>	Início real da curva evolvente interna
<i>leak</i>	Vazamentos
<i>liq</i>	Líquido
<i>loss</i>	Perdas mecânicas
<i>max</i>	Máximo
<i>meas</i>	Medido
<i>me</i>	Externo da curva involuta móvel
<i>mi</i>	Interno da curva involuta móvel
<i>p</i>	Pressão constante
<i>R</i>	Radial

<i>sh</i>	Eixo
<i>sist</i>	Sistema
<i>su</i>	Entrada
<i>suc</i>	Sucção
<i>T</i>	Turbina
<i>T</i>	Tangencial
<i>t</i>	Ciclo
<i>thr</i>	Garganta
<i>tot</i>	Total
<i>0</i>	Montante
<i>o</i>	Orbital efetivo
<i>on</i>	Orbital nominal

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	17
1.1	OBJETIVOS	19
1.2	TRABALHOS DO GRUPO	19
<b>2</b>	<b>REVISÃO DA LITERATURA</b>	21
2.1	Tecnologias de Armazenamento de Energia	21
2.2	Ciclo Rankine Orgânico (ORC)	23
2.3	Expansor tipo scroll	29
2.4	Estudos experimentais	32
2.5	Modelos numéricos	44
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA</b>	52
3.1	Etapas para o dimensionamento	52
3.2	Fluido de trabalho	53
3.3	Considerações sobre os demais componentes do ciclo ORC	54
3.4	Balanco de energia nos componentes	54
3.5	Geometria	58
3.6	Vedação	60
3.7	Balanceamento	62
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO</b>	65
4.1	Considerações sobre o dimensionamento do expansor para o ciclo ORC	65
4.2	Considerações sobre o novo protótipo	71
4.3	Considerações sobre o uso do expansor scroll com outros fluidos	73
<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES</b>	79
	REFERÊNCIAS	81
	<b>APÊNDICE A – Modelo em EES para análise do Ciclo Rankine Orgânico</b>	85
	<b>APÊNDICE B – Modelo em EES para análise do expansor scroll operando com fluido R134a ou R245fa</b>	88
	<b>APÊNDICE C – Modelo em EES para análise do expansor scroll operando com ar comprimido</b>	90
	<b>APÊNDICE D – Balanceamento do expansor scroll utilizando o software Adams</b>	92

## 1 INTRODUÇÃO

No último século, o desenvolvimento econômico em muitas áreas resultou em um enorme crescimento do consumo de energia por meio da intensificação do setor industrial, aumento do consumo interno e crescimento da indústria automobilística. Até os dias atuais, o aumento da demanda de energia foi atendido principalmente pelo uso de combustíveis fósseis, levando a diminuição desses recursos e à poluição atmosférica (GEORGES et al., 2013). Recentes preocupações relacionadas à segurança do fornecimento de energia e redução das mudanças climáticas têm incentivado o desenvolvimento de fontes de energia alternativas e de tecnologias de recuperação de calor.

Na última década, o uso de tecnologias de Recuperação de Calor Rejeitado, do inglês *Waste Heat Recovery* (WHR) em processos industriais tem sido estudado, com o objetivo de produzir energia a partir de gradientes de temperatura baixos, como o Ciclo Orgânico Rankine, do inglês *Organic Rankine Cycle* (ORC) (CHEN; GOSWAMI; STEFANAKOS, 2010) e (RETTIG et al., 2011).

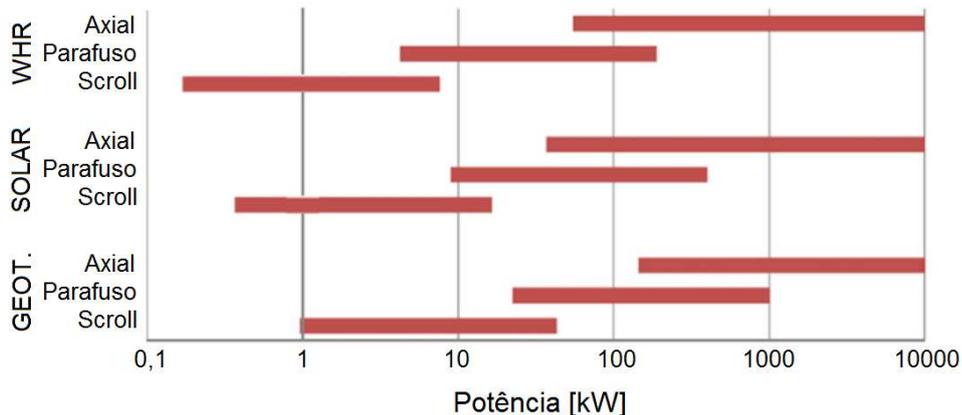
O ciclo Rankine tradicional pode ser usado na recuperação de calor, como por exemplo nos ciclos combinados, onde a exaustão de turbinas a gás ou motores de combustão interna são utilizados como fontes de calor para o ciclo Rankine. No entanto requer uma fonte de calor de temperatura elevada. Um ORC utiliza os mesmos componentes que um Ciclo Rankine tradicional, uma bomba, um evaporador, uma turbina (ou expensor) e um condensador. A principal diferença vem da escolha do fluido de trabalho: a água é substituída por um fluido orgânico, obtendo-se valores de pressão mais elevados na entrada da turbina, mesmo com temperaturas moderadas. Por esta razão, o ORC tem sido utilizado com gradientes de temperatura menores como recuperação de calor rejeitado em motores de combustão interna ou em processos industriais (QUOILIN et al., 2013), além de instalações com coletores solares como fonte de calor para a geração de potência.

Outra solução que tem sido alvo de significativa atenção por parte de alguns setores da indústria e pesquisadores por se demonstrarem promissores à intermitência das fontes renováveis é o Armazenamento de Energia com Ar Comprimido, do inglês *Compressed Air Energy Storage* (CAES), onde a energia excedente nos momentos de pico é utilizada para comprimir ar e estocá-lo em tanques que, nos momentos de baixa disponibilidade, é expandido em uma turbina para recuperação de parte da energia armazenada (LUO et al., 2015).

Ambas tecnologias (ORC e CAES de baixa potência) demandam alta eficiência isentrópica do processo de expansão, para que a geração de energia seja maximizada (MENDOZA et

al., 2014) e (SAITOH; YAMADA; WAKASHIMA, 2007). Quoilin et al. (2013) demonstram que existem faixas de potência onde são indicados diferentes tipos de expansores, conforme ilustrado na Figura 1. Os autores indicam o uso do expansor do tipo scroll como a melhor opção para a faixa de 1 a 10 kW.

Figura 1 – Mapa de utilização ótima para 3 tipos de expansores e 3 aplicações



Fonte: Autor “adaptado de” Quoilin et al., 2013, p. 178

O uso da geometria scroll está bem estabelecido para o projeto de compressores e bombas de vácuo. Entretanto, a utilização em expansores para geração de potência é mais recente. Zanelli e Favrat (1994) obtiveram resultados promissores e propuseram o uso da eficiência isentrópica e do fator de preenchimento, do inglês *filling factor*, como parâmetros para caracterizar o desempenho desta máquina. Diversos trabalhos têm avaliado a utilização de expansores do tipo scroll em ORC e CAES nos últimos anos. Parte dos trabalhos realizados neste campo são experimentais, conduzidos com compressores do tipo scroll adaptados para utilização como expansores. Declaye et al. (2013) destaca que a complexidade da adaptação varia em função do modelo e aplicação do compressor que sofrerá as modificações. Outros autores como Lee et al. (2002) e Aoun e Clodic (2008) ainda avaliaram experimentalmente a influência da vedação do sistema no aumento da eficiência. Declaye et al. (2013) e Mendoza et al. (2014) obtiveram medições máximas da eficiência isentrópica em seus testes experimentais de 75,7% e 61%, respectivamente. No entanto, para que sejam obtidas maiores eficiências e projetos otimizados, se fazem necessários novos estudos e projetos de expansores considerando as variáveis reais de operação, bem como adequados a cada fluido de trabalho.

A crescente demanda por melhores níveis de eficiência do scroll é o principal motivo que vem aumentando o número de pesquisas sobre o comportamento termodinâmico deste dispositivo. Na literatura outras linhas de pesquisa vêm se destacando. O uso de modelos analíticos ou

semiempíricos é uma delas, como o trabalho realizado por Lemort et al. (2009), com o objetivo de prever o desempenho do expansor utilizou um modelo conceitual cuja validação foi realizada mediante a comparação dos dados calculados com valores experimentais, obtendo desvio máximo de 2% para a vazão e 5% para a potência gerada. A eficiência isentrópica máxima obtida no teste experimental foi de 68% e o modelo semiempírico apresentou boa concordância com o teste experimental. As aplicações utilizando Dinâmica dos Fluidos Computacional, do inglês *Computational Fluid Dynamics* (CFD) vem sendo cada vez mais propostas na investigação do comportamento do escoamento interno no expansor, influência de folgas e vazamentos internos. Morini et al. (2015) analisaram o desempenho de um compressor em termos de pressão, vazão em massa e eficiência volumétrica. Oliveira, Silva e Mello (2017) quantificaram os vazamentos internos, discutindo o escoamento compressível com número de Mach elevado que ocorre no estrangulamento das folgas tangenciais. No entanto, ainda há poucos trabalhos que descrevem uma metodologia para o dimensionamento de um expansor scroll para aplicações ORC, levando em consideração as pesquisas já realizadas em trabalhos anteriores.

## 1.1 OBJETIVOS

O presente trabalho tem por objetivo apresentar uma metodologia para dimensionamento de um expansor scroll operando em um Ciclo Rankine Orgânico. Uma análise de um expansor scroll dimensionado a partir da metodologia para operar em um ciclo Rankine orgânico (ORC) é realizada. A análise apresentada considera como fluido de trabalho o R245fa. No entanto, a aplicação da metodologia para o dimensionamento de expansores trabalhando com outros fluidos é imediata.

Faz parte do escopo deste trabalho modelar o ciclo termodinâmico ORC utilizando o software EES com o intuito de verificar possíveis condições de operação e correlacionar a influência de parâmetros operacionais. Neste trabalho, deseja-se comprovar que as dimensões do dispositivo estão diretamente relacionadas à sua razão volumétrica e, por consequência, à sua eficiência isentrópica.

## 1.2 TRABALHOS DO GRUPO

O grupo de pesquisas da FEI foi criado em 2015 e tem como objetivo o estudo contínuo do expansor scroll. O grupo têm desenvolvido trabalhos experimentais e numéricos, que possibilitam uma análise ampla do dispositivo. O presente trabalho se insere nesta linha de

pesquisa em andamento na FEI e utiliza como comparativo a dissertação de Fanti (2017), que desenvolveu o primeiro protótipo de expansor scroll utilizando ar comprimido, acrescentando modificação com o objetivo de aumentar sua eficiência.

## 2 REVISÃO DA LITERATURA

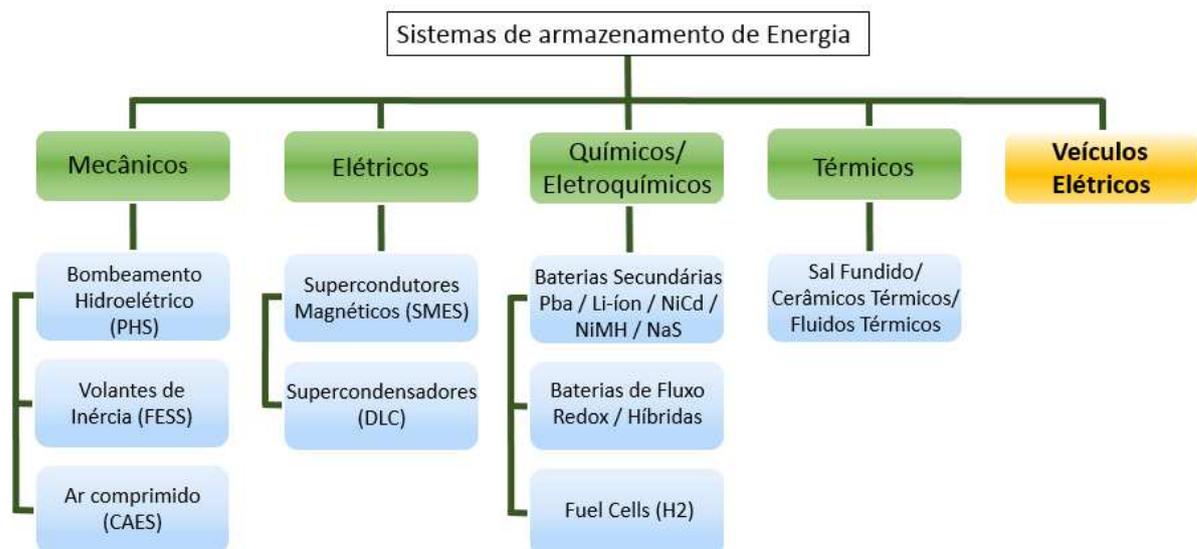
Nesta seção são abordados os temas de maior relevância para este trabalho e disponíveis na literatura acerca do uso do scroll como expansor, como suas potenciais aplicações, princípio de operação, característica dos componentes utilizados, sistemas de vedação e eficiência esperada. São apresentados resultados experimentais de outros autores, assim como um modelo analítico e algumas simulações realizadas em CFD que apresentam boa concordância com dados experimentais.

### 2.1 TECNOLOGIAS DE ARMAZENAMENTO DE ENERGIA

Os sistemas de armazenamento de energia classificam-se de acordo com a forma de energia que utilizam, sendo diferenciados em sistemas de armazenamento de energia mecânica, química/eletroquímica, elétrica e térmica, como citado por Vasconcelos et al. (2015). De acordo com os autores, no futuro existe ainda a possibilidade de se considerar os veículos elétricos como sistemas de armazenamento independentes.

A Figura 2 destaca as principais tecnologias de armazenamento de energia atualmente consideradas para aplicação em sistemas elétricos, de acordo com sua classificação.

Figura 2 – Classificação dos sistemas de armazenamento de energia em função da forma de energia



Fonte: Autor "adaptado de" Bhuiyan e Yazdani, 2012, p. 306

Dentre as diversas fontes limpas que se tem conhecimento, a energia solar e a energia eólica possuem grande destaque como fontes de energia renováveis. Para o armazenamento de grandes quantidades de energia, as hidroelétricas reversíveis, definidas como centrais hidroelétricas que permitem o armazenamento energético sob a forma de energia potencial, bombeiam a água entre reservatórios a diferentes altitudes e o sistema CAES são as soluções mais adequadas (JANNELLI et al., 2014). Além da aplicação do sistema CAES em grande escala, o CAES é utilizado em sistemas de pequeno e médio porte, para contornar o problema de intermitência associada às fontes renováveis (SUN; LUO; WANG, 2015) e (IGLESIAS; FAVRAT, 2014).

### **2.1.1 Sistemas de Armazenamento de Energia com Ar Comprimido (Compressed Air Energy Storage – CAES)**

Nos sistemas de armazenamento de energia com ar comprimido, a fonte de energia é utilizada na compressão de ar, que é armazenado em estruturas subterrâneas ou em tanques. O ar é comprimido nos períodos de alta disponibilidade de energia, sendo posteriormente expandido em uma turbina para recuperação de parte da energia armazenada. A turbina por sua vez acionará um gerador elétrico, fornecendo energia elétrica em períodos de baixa disponibilidade ou intermitência.

O CAES tem sido alvo de significativa atenção por parte de alguns setores da indústria e pesquisadores por se demonstrar promissor à intermitência das fontes renováveis, possibilitando estabilidade da potência gerada no aproveitamento eólico. No entanto, a eficiência do ciclo compressão-expansão é baixa (entre 42% e 54%) e a sua instalação é limitada por fatores geográficos, os quais influenciam fortemente o custo de investimento no sistema de armazenamento. Recentemente, novos sistemas com ar comprimido têm sido desenvolvidos, nomeado como CAES Adiabático Avançado (AA-CAES), que utiliza normalmente um subsistema integrado de armazenamento de energia térmica que aproveita o calor liberado quando ocorre o processo de compressão do ar, não havendo consumo de combustível durante o processo de expansão. A primeira instalação de um AA-CAES (projeto ADELE) foi realizada na Alemanha, possuindo uma capacidade de 360 MWh e potência nominal de 90 MW. A eficiência de ciclo deste sistema (em desenvolvimento) deverá alcançar  $\sim 70\%$  (LUO et al., 2015).

Sun, Luo e Wang (2015) apresentaram a proposta de um sistema CAES de pequena escala. Nesta configuração, uma turbina eólica de menor porte tem sua geração de eletricidade complementada por meio do armazenamento de ar comprimido. O teste experimental foi re-

alizado em bancada e avaliou as condições de operação do CAES de pequena escala com o expansor scroll. A máxima eficiência do sistema relatada foi de 55%.

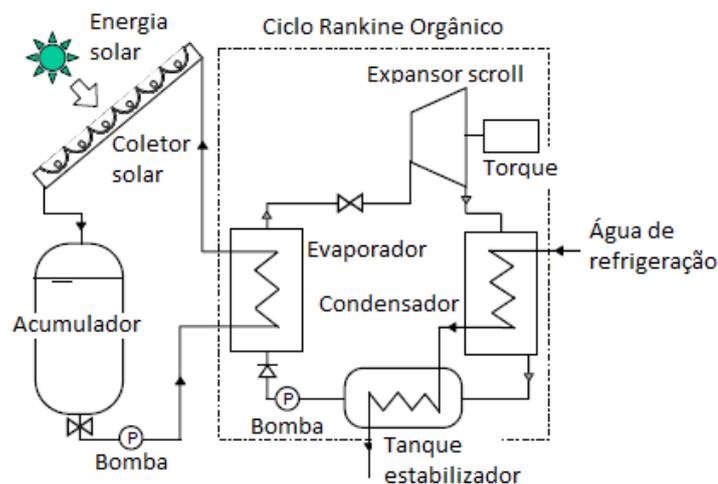
O armazenamento de energia com ar comprimido em pequena escala (CAES) com expansor scroll é uma tecnologia promissora (MENDOZA; LEMOFOUET; SCHIFFMANN, 2017), (IGLESIAS; FAVRAT, 2014) e (SUN; LUO; WANG, 2015).

## 2.2 CICLO RANKINE ORGÂNICO (ORC)

O ciclo Rankine orgânico (ORC) é caracterizado pela utilização de fluidos com baixa temperatura crítica e pressão, que permite a operação a partir de fontes de calor com gradientes de temperatura inferiores aos praticados no ciclo Rankine a vapor. Essa característica torna seu uso adequado a ciclos de geração de potência de pequena e média escalas, utilizando fontes de energia renováveis como a solar e outras fontes de calor rejeitadas durante processos industriais.

Os componentes do ciclo ORC são o gerador de vapor ou evaporador, máquina de expansão (ou turbina), condensador e bomba, assim como o ciclo Rankine a vapor. Quoilin et al. (2013) citam o uso do ORC com coletores solares na produção de energia e também em ciclos de refrigeração, onde o ORC movimenta o compressor. O ORC pode ser utilizado para a recuperação de calor rejeitado, com gradientes de temperatura baixos (QUOILIN et al., 2013; CHEN; GOSWAMI; STEFANAKOS, 2010; RETTIG et al., 2011). Entretanto, Rettig et al. (2011) destacam que ainda é necessário muito estudo para melhorar o desempenho do ciclo e diminuir os custos.

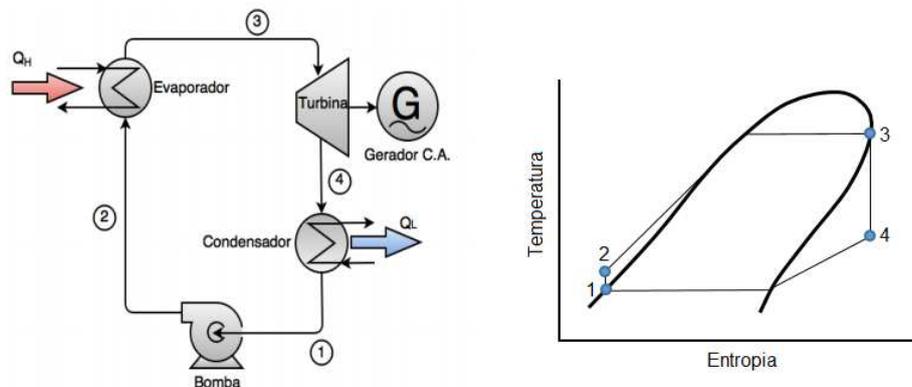
Figura 3 – Diagrama esquemático do sistema ciclo Rankine orgânico solar



Saitoh, Yamada e Wakashima (2007) propuseram um sistema com ciclo ORC utilizando componentes comerciais e utilizando a energia solar como fonte de calor, para geração de energia descentralizada e de pequena escala. O sistema operou com uma fonte de calor com temperatura na faixa de 200 °C ou menos, durante alguns períodos. A potência obtida como resultado foi de apenas 350 W com eficiência do ciclo ORC igual a 11%. A Figura 3 mostra o circuito auxiliar usando coletores solares, por onde circula óleo térmico. Para essa faixa de temperatura a eficiência esperada para o ciclo ORC é baixa e, portanto a eficiência no processo de expansão deve ser a máxima possível. Isto é esperado utilizando o expansor scroll.

O ciclo ORC básico com o respectivo diagrama T-s é apresentado na Figura 4.

Figura 4 – Ciclo ORC básico

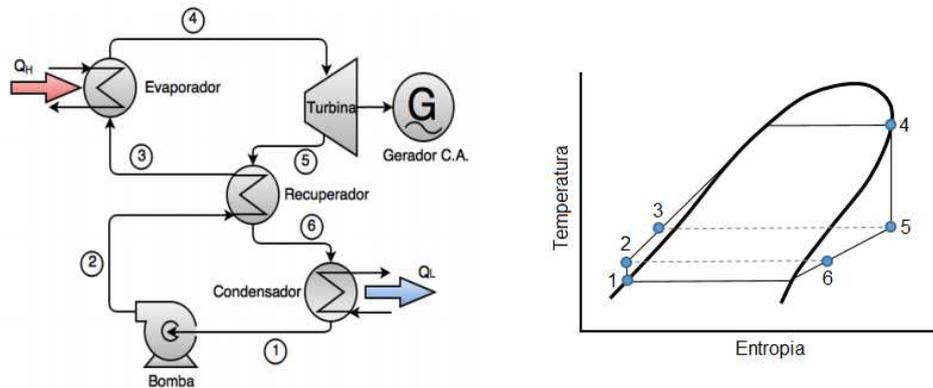


Fonte: Autor “adaptado de” Quoilin et al., 2013, p. 170

Um recuperador de calor (ou regenerador) pode ser acrescentado. O fluido de trabalho, após sair da bomba, ingressa neste recuperador, onde é preaquecido e, em seguida, segue para o evaporador, dando continuidade ao ciclo, como ilustrado na Figura 5, com o respectivo diagrama T-s (QUOILIN et al., 2011). O calor é proveniente do vapor superaquecido na saída da turbina. Essa tecnologia de regeneração se utiliza do calor residual após a expansão para pré-aquecer o fluido após o bombeamento. Dessa forma, reduz a quantidade de calor necessária para a vaporização do fluido de trabalho no evaporador, e conseqüentemente, aumenta a eficiência do ciclo. No entanto, o uso de recuperador apenas é possível nos sistemas ORC em que o vapor deixa a turbina ainda superaquecido (QUOILIN et al., 2013). Para ciclos de baixa potência, como os considerados nesse trabalho, não é comum o uso de aquecedores alimentados por extração de vapor da turbina (vide ciclos a vapor regenerativos em Çengel e Boles (2013)).

Neste contexto, a literatura destaca o uso de expansores do tipo scroll em sistemas com ORC. A máquina de fluxo tipo scroll é amplamente utilizada como compressor em aplicações

Figura 5 – Ciclo ORC regenerativo



Fonte: Autor “adaptado de” Quoilin et al., 2013, p. 170

veiculares. As razões são sua estrutura simples, baixa vibração e elevada eficiência volumétrica comparada com outros tipos de compressores (LEMORT et al., 2009) e (QUOILIN et al., 2013).

Quando comparado ao Ciclo Rankine convencional, a principal diferença está no fluido de trabalho; ao invés de água é utilizado um fluido orgânico. O fluido orgânico é caracterizado por apresentar maior pressão de saturação que a água para uma mesma temperatura. Isto significa que é possível obter maiores diferenças de pressão de trabalho na turbina ou expensor com menores temperaturas de evaporação. Quoilin et al. (2013) recomendam uma pressão de condensação superior à pressão atmosférica, para evitar a infiltração de ar no ciclo. Enquanto, a água apresenta pressão de condensação geralmente inferior a 100 mbar absoluta para temperaturas de condensação abaixo de 45 °C, típicas de aplicação de potência a vapor, os fluidos orgânicos de baixa temperatura como HFC-245fa, HCFC-123 ou HFC-134a atendem a este requisito. Um comparativo entre as propriedades da água e do R245fa é apresentado na Tabela 1, onde os dados obtidos são provenientes do software EES, do inglês *Engineering Equation Solver*.

Tabela 1 – Comparativo entre as propriedades da água e do R245fa

Temperatura de saturação (°C)	Pressão de saturação (bar)	
	Água	R245fa
40	0,07	2,5
100	1,01	12,69
150	4,76	33,81

Fonte: Autor

A escolha do fluido de trabalho ainda é tema de muitas pesquisas, pois não há uma decisão unânime sobre o fluido mais adequado. Cada fluido apresenta vantagens e desvantagens

que devem ser levadas em consideração de acordo com o projeto e é discutido na próxima subsecção.

### 2.2.1 Fluido orgânico

A seleção de fluidos de trabalho foi tratada em um grande número de publicações científicas. Na maioria dos casos, esses estudos apresentam uma comparação entre um conjunto de fluidos de trabalho candidatos, em termos de desempenho termodinâmico e com base em um modelo termodinâmico do ciclo (QUOILIN et al., 2013).

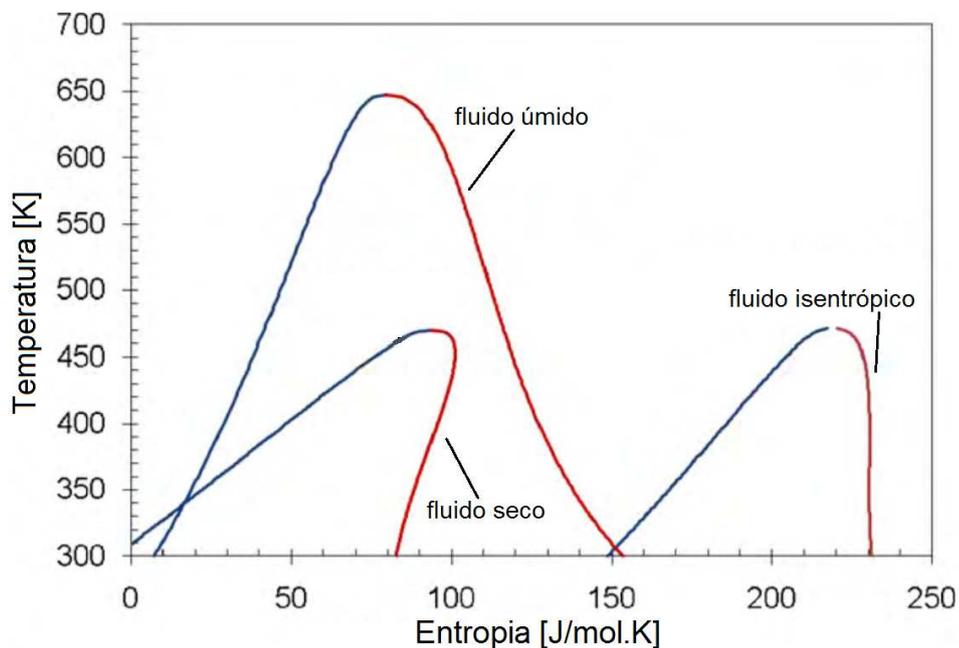
Certas características dos fluidos de trabalho precisam ser consideradas para uma seleção conveniente. Fluidos com temperatura crítica elevada, como o tolueno e os óleos de silicone, geralmente são usados em fontes de calor de alta temperatura (perto de 300 °C). Hidrocarbonetos tais como pentanos ou butanos e refrigerantes como R227ea, R123, R245fa e HFE7000 são bons candidatos para temperaturas moderadas e baixas. Fluidos com massa específica elevada são recomendáveis a medida que permitem reduzir o tamanho da turbina e as áreas dos trocadores de calor (QUOILIN et al., 2011a).

No mesmo trabalho, os autores enumeram as características dos fluidos de trabalho que devem ser consideradas. São elas a inflamabilidade, toxicidade, impacto ambiental, custo e a estabilidade química (o ciclo sempre deve ser operado abaixo da temperatura máxima de estabilidade térmica). Os autores ainda destacam que alguns trabalhos anteriores levam em consideração o impacto ambiental desses fluidos e outros não. Atualmente, apenas alguns fluidos de trabalho estão disponíveis no mercado e alguns são progressivamente eliminados devido aos seus efeitos sobre o meio ambiente, reduzindo as opções de escolha.

Em testes experimentais, o desempenho de um ciclo ORC operando com dois fluidos de trabalho diferentes foi comparado. Os fluidos utilizados foram o SES36 e o R245fa. O equipamento de teste foi um ciclo regenerativo equipado com um único expensor de parafuso modificado de um compressor padrão caracterizado por uma potência nominal do eixo de 11 kW. Os desempenhos dos componentes ORC foram avaliados individualmente. Uma eficiência isentrópica do expensor máxima de 60% foi obtida usando SES36 a 3000rpm, enquanto 52% foi obtido com R245fa a 3000 rpm. No entanto, para uma determinada razão de pressão, a potência de saída do expensor é maior com R245fa do que com SES36. Os resultados experimentais demonstraram a correlação entre a temperatura crítica do fluido de trabalho e a eficiência do ciclo ORC (DESIDERI et al., 2016).

A seleção do fluido orgânico depende do tipo de fonte de calor, dos custos da bomba e da turbina, das propriedades físico-químicas e do impacto ambiental produzido pelo fluido. Os fluidos secos ou isentrópicos são recomendados em ORC. Um fluido é classificado em úmido, seco ou isentrópico baseado na inclinação  $dT/ds$  da curva de vapor saturado: fluidos úmidos apresentam uma inclinação negativa, fluidos secos apresentam uma inclinação positiva e os isentrópicos apresentam a curva de saturação verticalizada. As diferenças entre os três tipos de fluidos são mostradas na Figura 6 (RETTIG et al., 2011), (QUOILIN et al., 2013) e (CHEN; GOSWAMI; STEFANAKOS, 2010).

Figura 6 – Diagrama T-s comum dos tipos de fluidos de trabalho

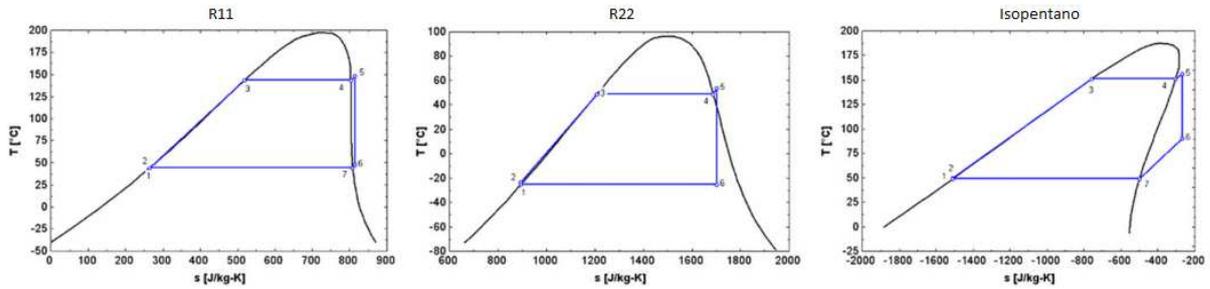


Fonte: Autor "adaptado de" Chen, Goswami e Stefanakos, 2010, p. 3062

O fluido úmido carrega gotículas nos estágios posteriores à expansão, havendo a necessidade de superaquecer o vapor. Em contrapartida, os fluidos seco e isentrópico dispensam a utilização do superaquecedor na entrada da turbina, uma vez que a expansão do fluido como vapor saturado não formará líquido no interior da turbina. No caso de um fluido seco, um recuperador pode ser usado para aumentar a eficiência do ciclo (QUOILIN et al., 2013) e (GEORGES et al., 2013). Georges et al. (2013) apontam o R245fa e o SES36 como candidatos, uma vez que são caracterizados por uma curva de saturação de vapor "seca". O diagrama T-s para cada fluido é ilustrado na Figura 7 para isopentano, R11 e R22.

Quoilin et al. (2011b) estudaram a otimização dos fluidos de trabalho para ciclos ORC de pequena escala utilizados na recuperação de calor rejeitado, levando em consideração fatores termodinâmicos e econômicos para o R245fa, R123, n-butano, n-pentano e R1234yf e

Figura 7 – Diagrama T-s específico dos tipos de fluidos de trabalho: isentrópico, úmido e seco



Fonte: Autor “adaptado de” Quoilin et al., 2013, p. 176

Solkatherm (SES36). Neste estudo, a comparação entre os fluidos analisados apresentou o Solkatherm como mais eficiente. No entanto requeria maior capacidade volumétrica do expansor e conseqüentemente, aumento no custo do sistema. A conclusão obtida pelos autores foi que o R245fa também havia proporcionado uma boa eficiência, com a vantagem de requerer um equipamento muito menor.

Lakew e Bolland (2010) avaliaram o desempenho de diferentes fluidos de trabalho para recuperar energia em fontes de calor de baixa temperatura. No comparativo o R245fa resultou na maior produção de trabalho para temperaturas entre 160 e 200 °C. Os autores ainda levaram em consideração que há uma pressão ideal para obter-se maior eficiência em função da área mínima do evaporador, resultado da temperatura da fonte de calor e do fluido de trabalho utilizados.

Wang, Liu e Zhang (2014) consideraram a potência de saída líquida, a eficiência térmica, o fator de tamanho da turbina radial, o fator de redução de potência da bomba e a capacidade total de transferência de calor. Eles relataram que, ao usar R134a, R245fa e R600a como os fluidos de trabalho, o R245fa apresentou melhor desempenho.

Usando o R245fa como fluido de trabalho, Minea (2014) investigou uma máquina ORC de 50 kW usando resíduos industriais ou fontes de energia renováveis a temperaturas variando de 85 °C a 116 °C. Foi mostrado que a energia gerada e a taxa de eficiência líquida global de conversão da máquina dependiam principalmente das temperaturas de entrada da fonte de calor e do fluido de refrigeração.

Xie e Yang (2013) realizaram teste experimental de um sistema ORC para recuperar energia de calor residual de motores. Eles apontaram que os fluidos secos e isentrópicos eram superiores aos fluidos úmidos na avaliação do desempenho do sistema ORC. Na seleção de fluidos de trabalho, o R245fa, caracterizado como fluido de alta pressão à baixas temperaturas,

não corrosivo, não inflamável, de baixa toxicidade e ambientalmente seguro, apresentava maior adequação ao sistema ORC.

### 2.3 EXPANSOR TIPO SCROLL

Como citado anteriormente, Saitoh, Yamada e Wakashima (2007) consideram que utilizando fontes de calor com faixas de temperatura menores, a eficiência esperada do ciclo ORC é baixa. Portanto, a eficiência no processo de expansão deve ser maximizada e isto é esperado utilizando o expansor scroll. Assim, reforçando a ideia de que o desempenho de um sistema ORC é relacionado com a eficiência isentrópica do expansor. O uso de expansores de deslocamento positivo é também recomendado devido à alta relação de expansão e alta eficiência em operações de baixa potência. Como ponto negativo, eles destacam a necessidade de lubrificação, embora existam trabalhos demonstrando que os isentos de lubrificação são viáveis (MENDOZA et al., 2014).

A escolha da tecnologia depende das condições de operação e do tamanho do sistema. Entre os dois tipos principais de máquinas estão as turbo-máquinas e as de deslocamento positivo. Os autores explicam que as máquinas de deslocamento positivo são mais adequadas em unidades ORC de pequena escala. Essas são caracterizadas por vazões mais baixas, pressão mais elevada e velocidades de rotação mais baixas do que turbo-máquinas. Em aplicações que requerem expansores de pequena capacidade, as máquinas de deslocamento positivo se mostram mais atrativas do que turbo máquinas. O desempenho das máquinas rotativas depende da velocidade periférica, sendo a velocidade indicada de 1 a 10 m/s para máquinas scroll e 300 m/s para turbo máquinas. Os autores mencionam que as turbo máquinas necessitam de múltiplos estágios na expansão, devido à baixa razão de pressão por estágio. Enquanto as máquinas scroll não são sensíveis a formação de líquido no interior do dispositivo, apresentando vantagem para uso em ciclos ORC (QUOILIN et al., 2013) e (ORALLI; DINCER; ZAMFIRESCU, 2011). Quanto à geometria, o expansor scroll possui uma estrutura simples para pequenas potências, reduzido número de peças, com capacidade de operar com fluidos em duas fases e confiabilidade dos componentes utilizados em compressores (ZANELLI; FAVRAT, 1994).

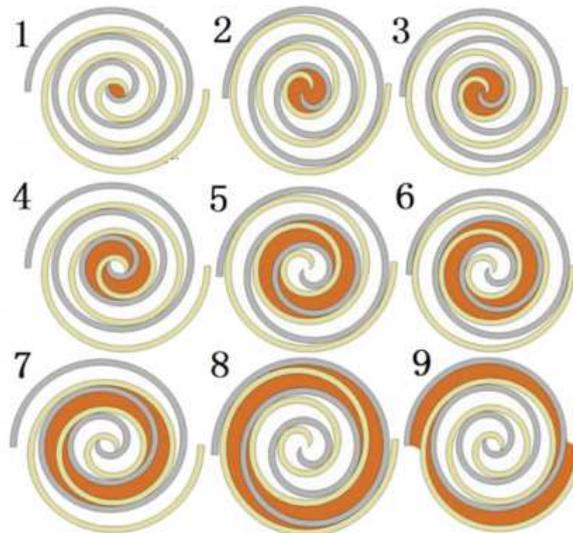
#### 2.3.1 Princípio de funcionamento

Expansores são máquinas de fluxo projetadas para converter a energia contida em um fluido em escoamento em trabalho. O fluido entra no centro do expansor com alta pressão e seu

volume aumenta nas câmaras de expansão. A máquina de fluxo tipo scroll é composta de duas formas espirais idênticas e defasadas em  $180^\circ$ , sendo uma fixa e a outra parte espiral móvel.

A Figura 8 ilustra o movimento orbital realizado pelo scroll móvel em torno do scroll fixo ligados a um eixo excêntrico, como definido por Wu et al. (2015). O deslocamento é responsável pela formação de câmaras com tamanhos diferentes, por onde o fluido expande até a descarga. O fluido é admitido pelo centro. As ilustrações de 1 a 4 representam a fase de sucção, de 5 a 7 a fase de expansão e de 8 a 9 a fase de descarga. A ilustração 4 caracteriza o volume de sucção do scroll, enquanto a ilustração 8 caracteriza o volume de descarga do scroll. A razão entre os volumes de admissão e descarga representa a razão de volumes da máquina.

Figura 8 – Princípio de funcionamento do expansor scroll



Fonte: Wu et al., 2015, p. 533

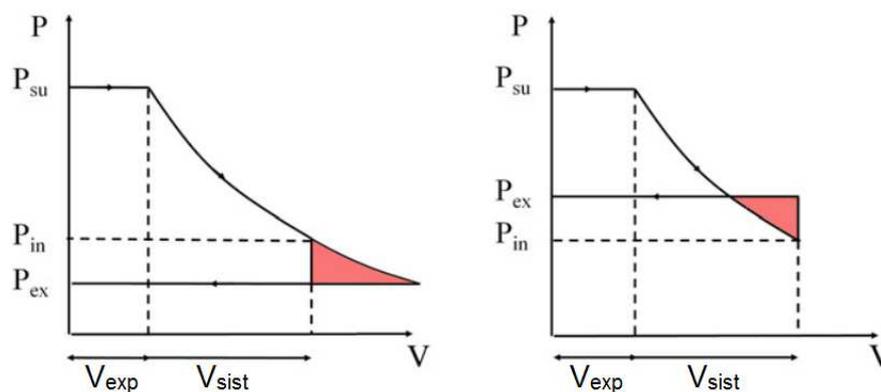
### 2.3.2 Razão volumétrica

Os expansores de deslocamento positivo são bons substitutos para turbo máquinas com potências de saída baixas. Com velocidade de rotação limitada (geralmente 1500 ou 3000 rpm em uma rede elétrica de 50 Hz), eles são confiáveis (amplamente utilizados para aplicações de compressores), toleram a presença de uma fase líquida durante a expansão e apresentam boa eficiência isentrópica. A diminuição da pressão é causada por um aumento do volume das câmaras de expansão, e que é o responsável pela produção de trabalho. A razão entre os volumes das câmaras de expansão na admissão e na descarga é denominada "razão volumétrica" e é o fator determinante para a pressão de descarga do fluido. O processo de expansão é ilustrado

na Figura 8, onde o fluido é admitido no centro e confinado em um volume que é progressivamente expandido enquanto se desloca para a extremidade, onde o fluido de trabalho é finalmente descarregado (QUOILIN et al., 2013).

Neste processo, podem ocorrer dois tipos de perdas se a razão de volumes específicos do sistema não for igual à razão de volume nominal do expensor. A Figura 9 ilustra a queda de pressão em função do aumento de volume do fluido de trabalho para os dois fenômenos, onde  $P_{su}$  é a pressão na tubulação de entrada,  $P_{in}$  é a pressão interna na câmara de descarga ao final da expansão e  $P_{ex}$  é a pressão na saída. A subexpansão ocorre quando a razão de volume interno de projeto do expensor  $V_{exp}$  é menor que a razão de volume do sistema imposta na operação  $V_{sist}$ . Neste caso, o fluido com pressão de entrada no expensor  $P_{su}$  é expandido para uma pressão interna na saída do expensor  $P_{in}$  maior que a pressão de exaustão  $P_{ex}$ . A área sombreada representa a parcela de trabalho não realizado pelo fluido e a eficiência é reduzida devido ao fluido não executar a quantidade de trabalho esperada, baseado nas condições de entrada. A sobre expansão ocorre quando a razão de volume interno de projeto do expensor  $V_{exp}$  é maior do que a razão de volume do sistema imposta na operação  $V_{sist}$ , onde o fluido com pressão  $P_{su}$  é expandido para uma  $P_{in}$  menor que a  $P_{ex}$ . A área sombreada representa a parcela de trabalho útil consumida, onde uma parcela do torque produzido é consumida para expulsar o fluido da câmara de descarga para a tubulação de saída, ocasionando queda de eficiência isentrópica.

Figura 9 – Perdas por subexpansão (à esquerda) e sobre expansão (à direita)



Fonte: Autor “adaptado de” Quoilin et al., 2013, p. 179

Na avaliação experimental e numérica proposta por Mendoza et al. (2014), o objetivo é avaliar a influência de variáveis de operação no desempenho do expensor scroll. As variáveis consideradas foram a pressão e temperatura de entrada, relação de pressão, velocidade rota-

cional e lubrificação. Assim, o projeto do um expensor deve levar em consideração todas as variáveis reais de operação, visando a maior eficiência e de fato, um projeto otimizado.

Mendoza et al. (2014) define o trabalho mecânico gerado pelo expensor como o resultado da expansão do vapor. A expansão pode ser afetada pelos fenômenos de subexpansão e sobre expansão, que ocorrem quando a razão de pressão interna do expensor (imposta pela razão de volume) é diferente da razão de pressão do sistema (admissão e descarga). A equação 1 apresenta a relação entre a razão volumétrica  $r_v$  e a razão de pressão  $r_p$ :

$$r_v = \frac{V_{ch,su}}{V_{ch,ex}} = \frac{v_{su}}{v_{in}} = \left( \frac{P_{in}}{P_{su}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (1)$$

onde  $r_v$  é razão volumétrica,  $V_{ch,su}$  é o volume da câmara na entrada do expensor,  $V_{ch,ex}$  é o volume da câmara na saída do expensor,  $v_{su}$  é o volume específico na entrada da tubulação,  $v_{in}$  é o volume específico no interior da câmara de descarga ao final da expansão,  $P_{in}$  é a a pressão interna da câmara de descarga ao final da expansão,  $P_{su}$  é pressão na entrada da tubulação e  $\gamma$  é a razão entre calores específicos.

## 2.4 ESTUDOS EXPERIMENTAIS

O expensor é o componente mais crítico em sistemas ORC de baixa capacidade. Na faixa de pequena potência, não existe um expensor atualmente disponível no mercado a um preço acessível (DECLAYE et al., 2013) e (MENDOZA et al., 2014). Uma solução comum para obter uma máquina de expansão de baixa potência e bom custo-benefício é modificar um compressor comercial. Grande parte dos trabalhos experimentais encontrados na literatura aplicam essa solução e são apresentados nesta seção.

### 2.4.1 Eficiência

A eficiência isentrópica é definida como a relação entre a potência produzida pelo expensor e a potência ideal gerada numa expansão isentrópica, ocorrendo somente em um processo reversível e adiabático de produção de trabalho. Analogamente ao que está definido no trabalho de Quoilin et al. (2013), a eficiência isentrópica pode ser definida pela equação 2:

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{m} \cdot (h_{su} - h_{ex,s})} \quad (2)$$

Onde  $\eta$  é a eficiência isentrópica do expensor,  $\dot{W}$  é a potência produzida pelo equipamento,  $\dot{m}$  é a vazão em massa,  $h_{su}$  é a entalpia na entrada do expensor e  $h_{ex,s}$  é a entalpia na saída do expensor para processo isentrópico.

Algumas investigações experimentais abordadas na literatura utilizam compressores comerciais do tipo scroll, modificando os mesmos para operar como expansores em ciclos ORC. Um estudo comparativo entre alguns trabalhos é proposto por Song et al. (2015), discutido nesta seção e adaptado na Tabela 2.

Tabela 2 – Trabalhos experimentais utilizando compressores comerciais do tipo scroll modificados para expansores abertos em sistemas ORC

Autores	Fluido	$r_v$	Rotação	Potência de saída (kW)	Eficiência
Lemort et al. (2009)	R123	2,7-5,4	1771-2660	0,4-1,82	42-68
Wang, Peterson e Herron (2009)	R134a	2,65-4,84	2000-3800	0,56-0,625	61-77,5
Declaye et al. (2013)	R245fa	3-8	2000-3500	2,1	55-75,7
Zhou et al. (2013)	R123	-	300-1300	0,645	-
Mendoza et al. (2014)	Amônia	1,9	1400-3500	0,958	61
Chang et al. (2015)	R245fa	4,05	1535-2130	2,3	73

Fonte: Autor

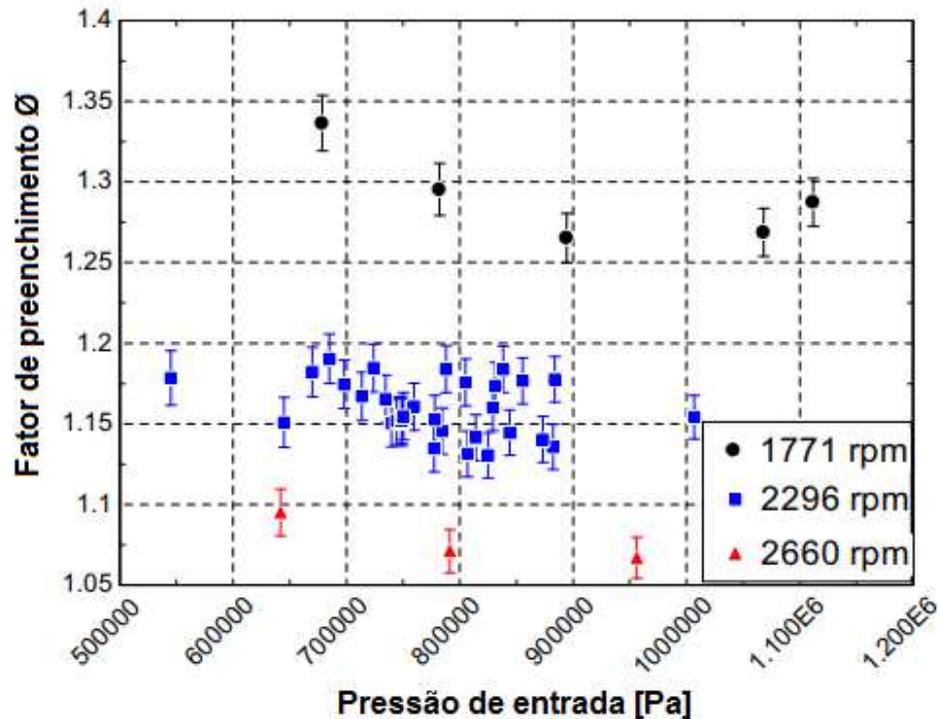
Na investigação experimental conduzida por Lemort et al. (2009), foram determinadas as características de desempenho de um expensor scroll, utilizando R123 como fluido de trabalho. Para o teste foram consideradas três velocidades: 1771, 2296 e 2660 rpm. A potência de saída máxima do expensor foi de 1,82 kW e a eficiência isentrópica máxima atingiu 68%. O desempenho volumétrico do expensor é representado pelo fator de preenchimento (*filling factor*)  $\phi$ , definido pela razão entre a vazão em massa medida  $\dot{m}_{meas}$  e a vazão teórica  $\dot{m}_s = \dot{V}_s/v_{su}$  e expresso de forma facilitada para o cálculo na equação 17 (LEMORT et al., 2009), (IGLESIAS; FAVRAT, 2014) e (DECLAYE et al., 2013).

$$\phi = \frac{\dot{m}_{meas}}{\dot{m}_s} \quad (3)$$

O fator de preenchimento aumenta com a elevação da pressão de entrada e como consequência, também aumentam os vazamentos internos. No entanto, essa tendência de aumento de vazamento é equilibrada pelo efeito contrário da queda da pressão de entrada, que reduziria o fator. Assim, os autores observam que quanto menor for a velocidade de rotação, maior será o fator de preenchimento, devido ao impacto causado pelos vazamentos internos e pela menor queda de pressão na entrada. Desta forma, o fator de preenchimento a 1771 rpm é maior do que

nas outras duas velocidades de rotação. A variação do fator de preenchimento em função da pressão de alimentação do expansor para as três velocidades de rotação é dada na Figura 10.

Figura 10 – Variação do fator de preenchimento em função da pressão de entrada



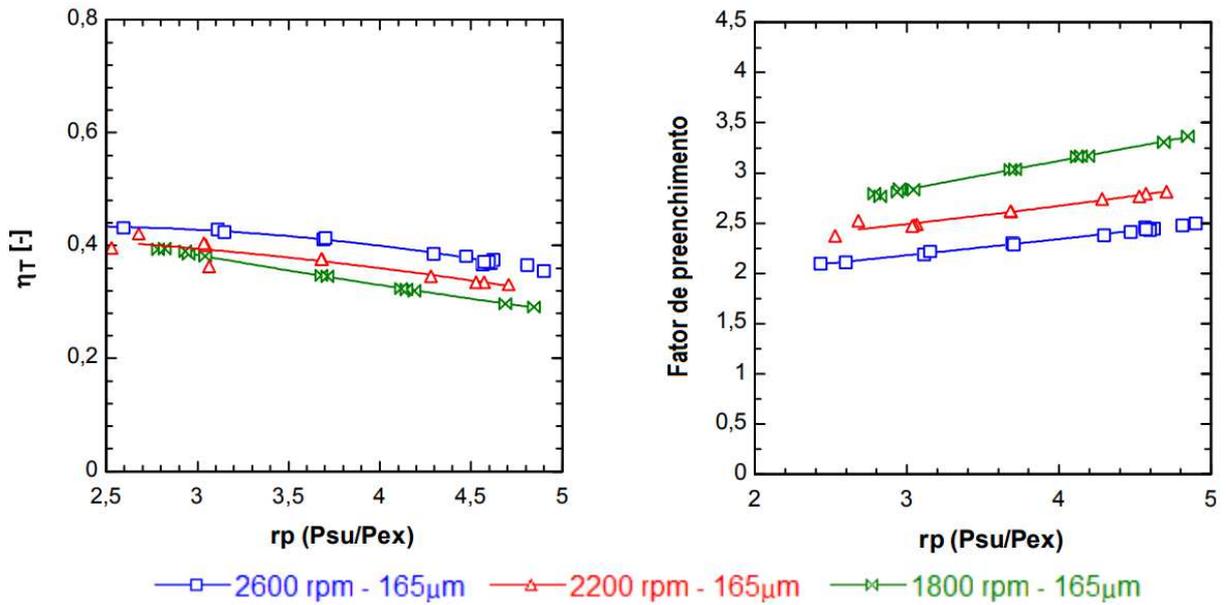
Fonte: Autor “adaptado de” Lemort et al., 2009, p. 3097

Os resultados experimentais validaram o modelo semi-empírico de expansor scroll desenvolvido por Lemort et al. (2009), que possui boa concordância com os valores experimentais de vazão, potência gerada e da temperatura de exaustão do expansor.

Romao (2017) avaliou a influência da rotação e da folgas entre as paredes em um expansor scroll operando com ar comprimido. Dos resultados obtidos, observou que com o aumento da rotação houve aumento da eficiência isentrópica, já que este aumento minimiza a importância relativa dos vazamentos internos como mostrado à esquerda da Figura 11 para três rotações. O fator de preenchimento foi menor com a maior rotação avaliada, devido a redução da influência dos vazamentos internos. A Figura 11 (à direita) apresenta a comparação no desempenho do expansor para uma folga tangencial igual a 165  $\mu\text{m}$  e rotação variando entre 2600 rpm e 1800 rpm, com passo de 400 rpm.

A Figura 12 apresenta resultados comparativos de operação para eixos, que resultam em folgas tangenciais distintas sob uma mesma rotação. A redução das folgas resultou em maior eficiência isentrópica e menor fator de preenchimento, já que as folgas impactam negativamente

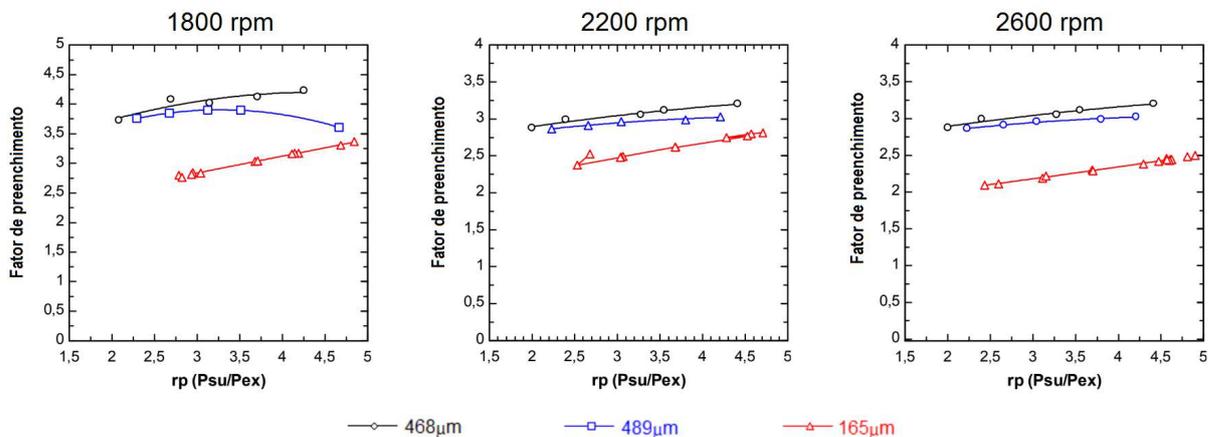
Figura 11 – Comparação de desempenho do expensor em função diferentes rotações para uma mesma folga tangencial - 165 μm



Fonte: Autor “adaptado de” Romao, 2017, p. 62

na eficiência isentrópica do expensor e no fator de preenchimento, esse valor adimensional expressa os vazamentos internos, que são diretamente ligados às folgas internas. Quanto à potência, a mesma não sofreu alterações significativas em função das folgas já que depende da distribuição de pressão nas câmaras. De forma geral, a influência da rotação é mais significativa do que as folgas para a redução do fator de preenchimento e, conseqüentemente, maiores valores de eficiência isentrópica (ROMAO, 2017).

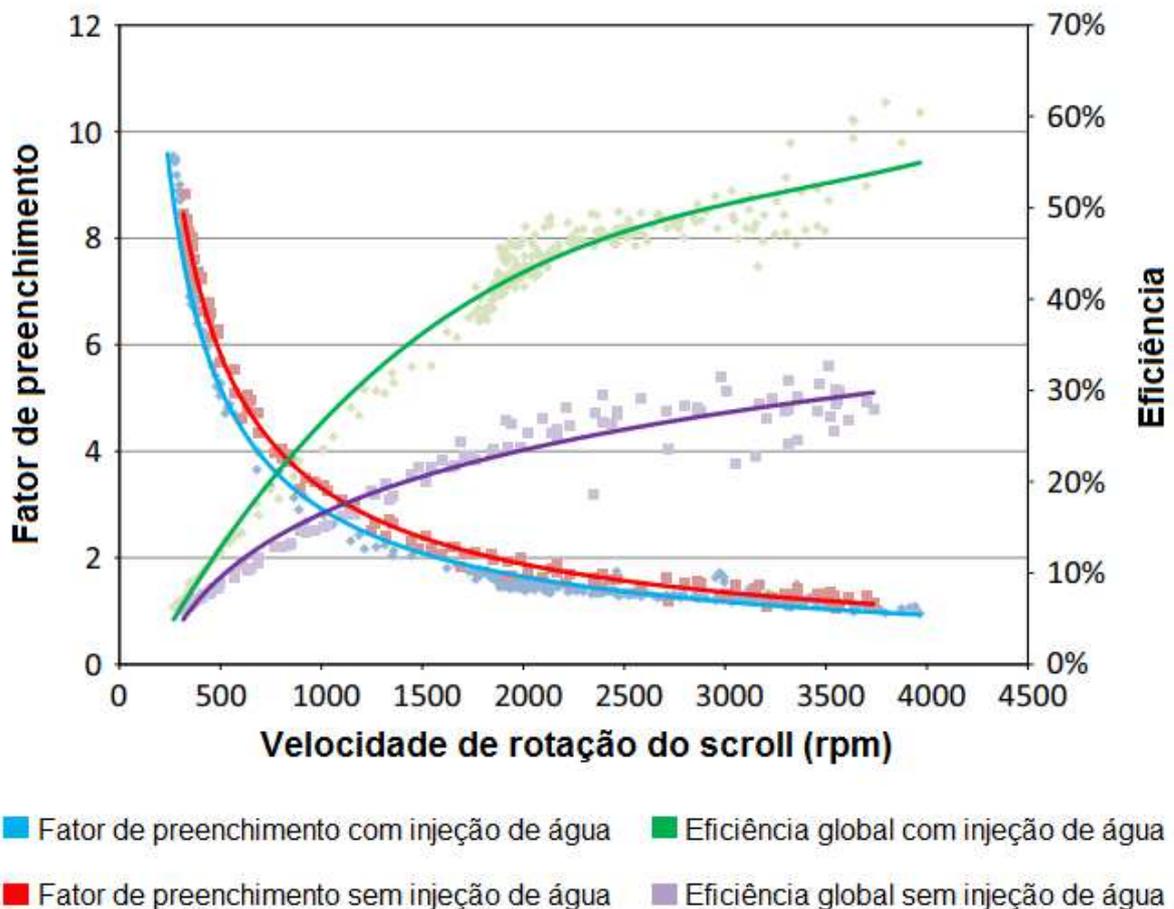
Figura 12 – Comparação de desempenho do expensor para uma dada rotação, com folgas tangenciais distintas



Fonte: Autor “adaptado de” Romao, 2017, p. 64

Sobre o fator de preenchimento, uma conclusão similar pode ser vista no trabalho realizado por Iglesias e Favrat (2014). Os autores concluíram que a injeção de água diminuiu consideravelmente o fator de preenchimento, principalmente em baixas rotações. No estudo realizado, a água obstruiu as folgas e reduziu o vazamento entre os scrolls (uma fina camada de água foi criada entre o scroll fixo e o móvel), aumentando o desempenho do sistema. A Figura 13 mostra esse aumento do fator de preenchimento em função da diminuição da velocidade de rotação.

Figura 13 – Variação do fator de preenchimento e da eficiência global em função da velocidade de rotação

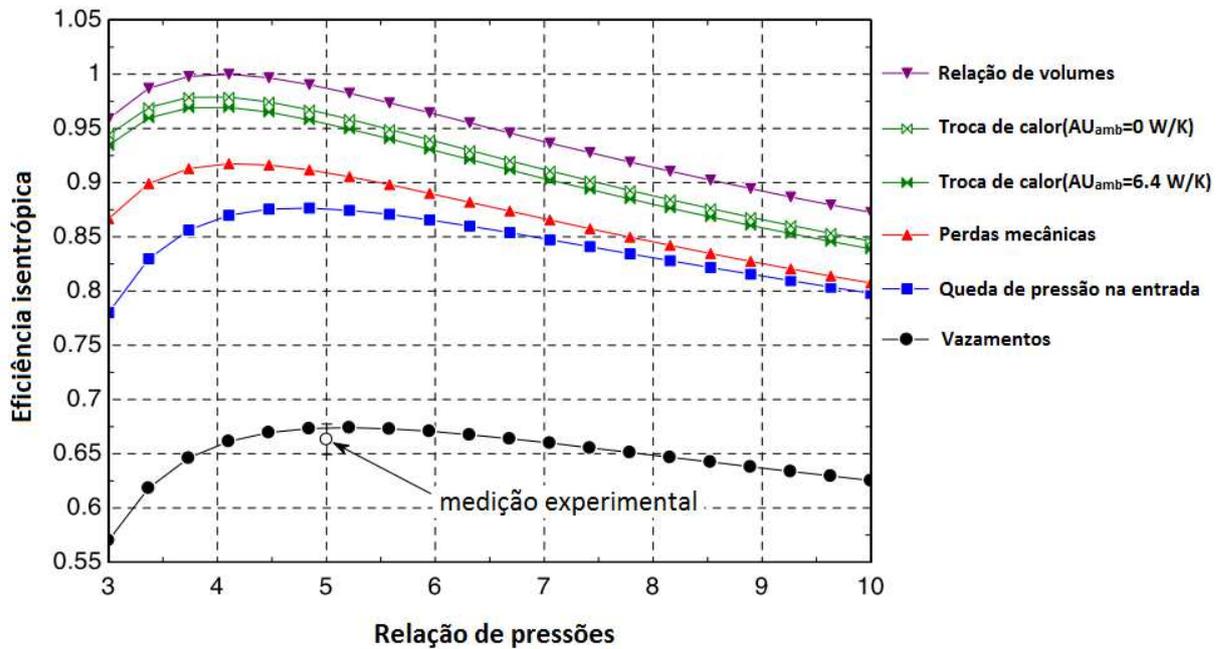


Fonte: Autor “adaptado de” Iglesias e Favrat, 2014, p. 571

O modelo proposto por Lemort et al. (2009) ainda leva em consideração os fenômenos de perda de pressão na entrada do expensor, troca de calor na entrada e na saída entre o fluido e o ambiente, perdas mecânicas por atrito, expansão do fluido, produção de trabalho útil e vazamentos. Esses fenômenos são representados por curvas e analisados de forma independente, a partir de uma curva ideal de eficiência em função da razão de pressão. A Figura 14 apresenta os

resultados do estudo, destacando a contribuição de cada fenômeno na diminuição da eficiência ideal até a curva real obtida experimentalmente.

Figura 14 – Influência dos fenômenos de operação na eficiência isentrópica do expensor

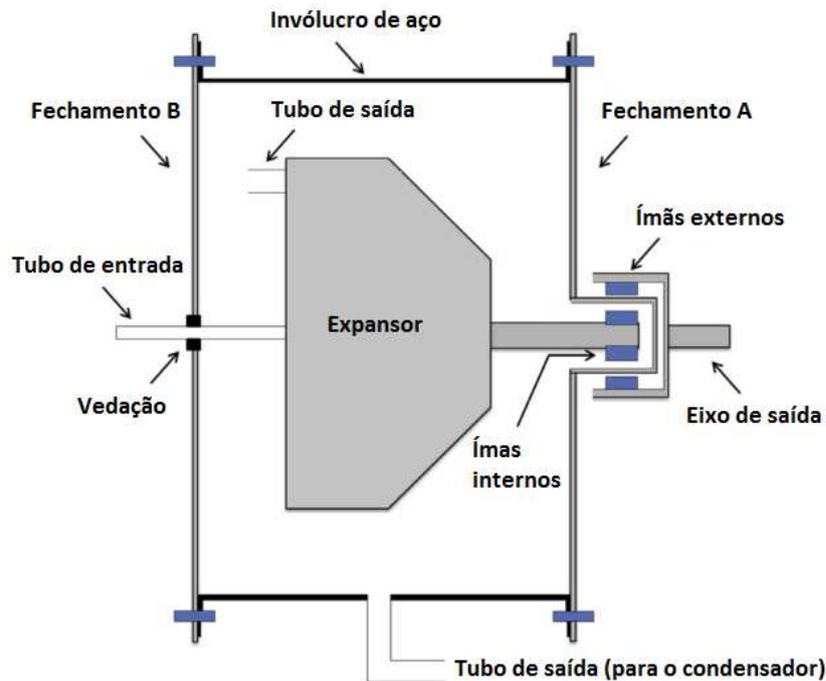


Fonte: Autor "adaptado de" Lemort et al., 2009, p. 3101

Declaye et al. (2013) converteu um compressor de ar comercial isento de lubrificação para operar como expensor no ciclo ORC. O fluido de trabalho utilizado foi o R245fa e a pressão de entrada de 12 bar. Destaca-se o enclausuramento do expensor dentro de um invólucro cilíndrico hermético em aço. A Figura 15 representa esquematicamente o expensor scroll com o invólucro cilíndrico. A potência de saída foi transferida para o gerador por meio de um acoplamento de ímã permanente. Os ímãs eliminaram possíveis espaços sujeitos a vazamento de fluido, vedando o eixo completamente. A eficiência isentrópica máxima e a potência do eixo do expensor utilizado foram de 75,5% e 2,1 kW, respectivamente. O autor aponta os vazamentos que ocorrem utilizando o expensor adaptado como um ponto a ser melhorado. Devido ao impacto ambiental da maioria dos fluidos de ORC, esses vazamentos externos não podem ser tolerados.

Mendoza et al. (2014) utilizaram um compressor scroll de ar condicionado automotivo como expensor com razão volumétrica de 1,9 e realizaram testes em duas configurações, com ar e com amônia. Os valores máximos encontrados de eficiência isentrópica e potência de saída foram 61% e 958 W, respectivamente utilizando amônia.

Figura 15 – Acoplamento magnético do expansor scroll



Fonte: Autor “adaptado de” Declaye et al., 2013, p. 176

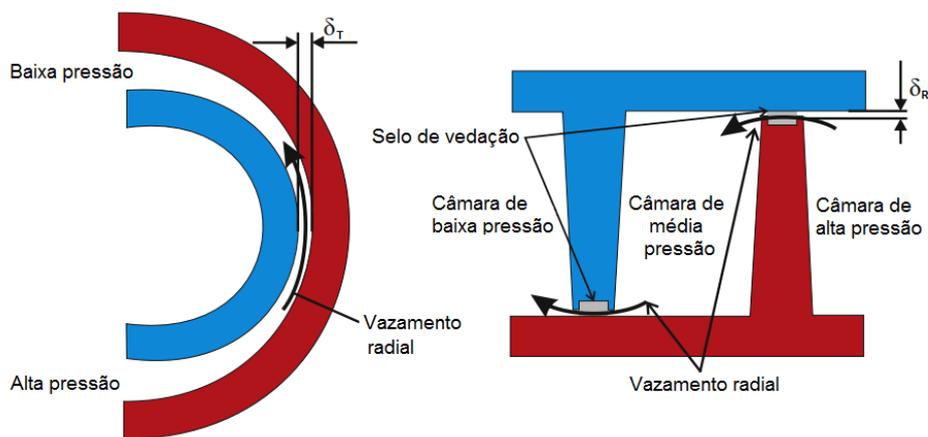
Chang et al. (2015) testaram um expansor tipo scroll, que foi modificado a partir de um compressor de ar comercial isento de lubrificação, com relação volumétrica de 4,05. O fluido de trabalho utilizado foi o HFC-245fa. No expansor, o trabalho do eixo gerado foi acoplado diretamente em um gerador trifásico de ímã permanente por polia e correia. O expansor foi colocado em um recipiente cilíndrico para evitar o vazamento de fluido de trabalho no meio ambiente. A eficiência isentrópica obtida foi de 73% e potência de saída de 2,3 kW.

Bin et al. (2016) apresentaram os recentes avanços nos estudos relacionados ao compressor scroll. Novos conceitos de design, análise, componentes manufaturados, montagem de protótipos e desempenho foram avaliados. Os autores compararam diferentes desempenhos obtidos em testes experimentais variando as dimensões e folgas radiais e axiais. De acordo com eles, maiores tolerâncias em folgas aumentam os vazamentos. No entanto, a menor folga possível é relacionada com os fatores reais de construção (precisão no processo de usinagem, tolerâncias e deformação do material). Dessa forma, o tamanho e a determinação de folgas axial e radial apropriadas está diretamente relacionado ao desempenho do scroll.

## 2.4.2 Folgas e vazamentos

Lemort et al. (2009) desenvolveram um modelo semi-empírico de um expensor scroll, onde os parâmetros do modelo são identificados para o expensor em pesquisa, integrados em um ciclo de Rankine e alimentados com HCFC-123. Segundo o estudo dois tipos de vazamento interno devem ser considerados: o radial e o de flanco (ou axial). O vazamento radial ocorre por conta da folga entre as bases do scroll fixo e móvel  $\delta_R$ , enquanto o vazamento de flanco ocorre devido a folga entre as paredes  $\delta_T$ . A Figura 16 ilustra os dois tipos de folgas e seus respectivos vazamentos.

Figura 16 – Tipos de folga e vedação



Fonte: Autor “adaptado de” Iglesias e Favrat, 2014, p. 568

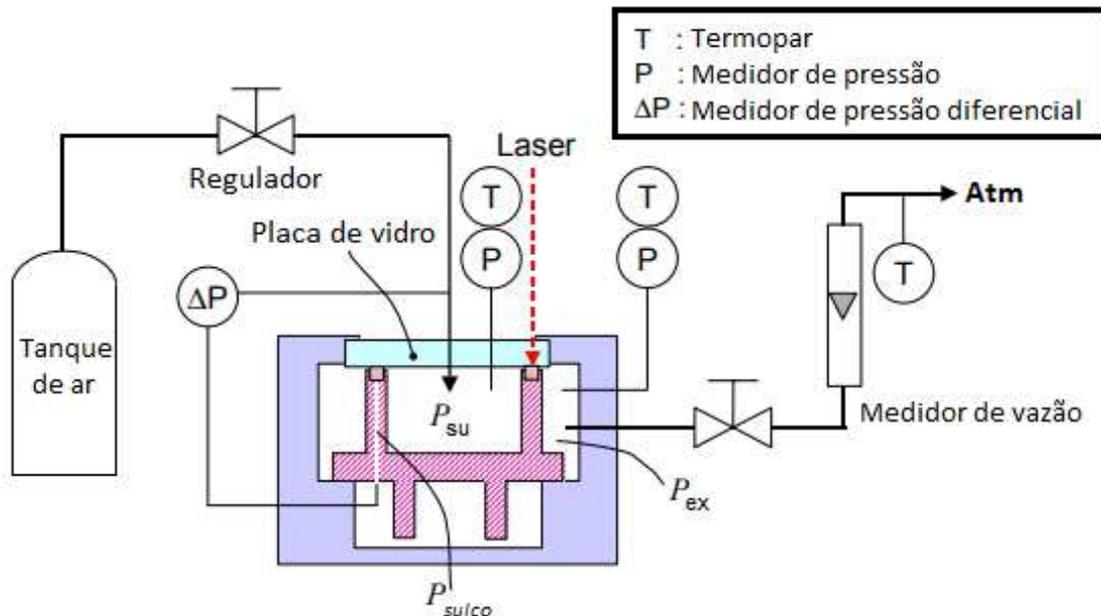
A diferença de pressão entre as câmaras do scroll provoca vazamento do fluido de trabalho através das folgas. Estes vazamentos prejudicam de forma significativa a eficiência do expensor, causando queda de pressão das câmaras e não aproveitamento de uma parte da vazão que passa pelo equipamento. Os vazamentos causam também a redução da pressão de entrada e, conseqüentemente, a redução de potência produzida (LEMORT et al., 2009). Para evitar o vazamento através da folga axial utiliza-se um selo de vedação. Em geral, o selo é encaixado em um sulco no topo da parede do scroll para garantir melhor aderência (FUKUTA et al., 2014).

Embora existam estudos sobre a vedação para esse sistema, o mecanismo de vedação ainda não está completamente esclarecido e a influência dos parâmetros de projeto na eficácia desse tipo de vedação não é clara. Outro fator a ser levado em consideração é a perda por fricção do selo de vedação.

Para alcançar alta eficiência em expansores scroll é importante minimizar o vazamento entre as folgas do equipamento causado pela diferença de pressão entre as câmaras de expansão.

Especialmente, utilizando fluidos de alta pressão observa-se, visando o arranjo mostrado na Figura 17, redução da eficiência devido ao aumento da vazão de vazamento (LEE et al., 2002).

Figura 17 – Configuração experimental da bancada para investigação da característica do vazamento em compressores scroll

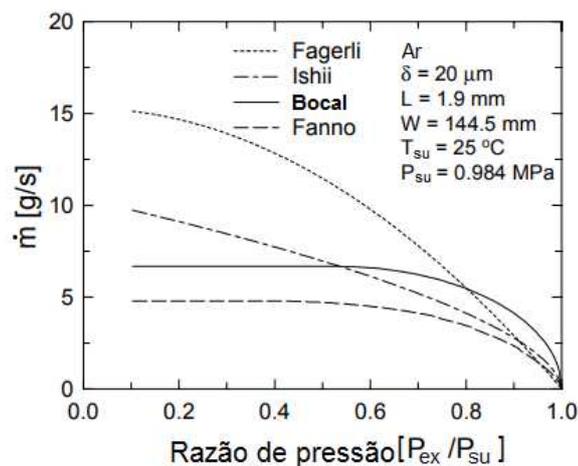


Fonte: Autor "adaptado de" Lee et al., 2002, p. 7

Para isso os autores realizaram estudos teóricos e experimentais, investigando a característica do vazamento em compressores scroll com selo de vedação de topo. Os modelos teóricos utilizados para calcular a vazão de vazamento através das folgas foram o modelo de fluxo de bocal assumido fluxo compressível e isentrópico sem atrito através da área de estrangulamento com um coeficiente de fluxo adequado; o modelo de Fanno assumindo fluxo adiabático com atrito do fluido; o modelo de Ishii com base em uma teoria de fluxo simples, incompressível e viscoso, assumindo um fluxo de vazamento turbulento totalmente desenvolvido; e o modelo de Fagerli considerando um modelo de fluxo laminar unidimensional em regime permanente com atrito entre placas paralelas. A bancada experimental é apresentada na Figura 17, onde o fluido de trabalho, o ar, é fornecido na entrada a partir de um tanque e passa por uma válvula reguladora de pressão. A pressão de saída é controlada por uma válvula de controle. A diferença de pressão entre a pressão de entrada e a pressão no sulco  $P_{sulco}$  é realizada por um medidor de pressão diferencial. A variação da folga entre o topo da vedação e a placa de vidro é medida por meio de um sensor de deslocamento a laser. As medições em geral, incluindo a vazão de vazamento são realizadas de forma simultânea.

A Figura 18 mostra os resultados calculados para a vazão de vazamento  $\dot{m}$  em função da variação da razão de pressão. Sendo a razão de pressão definida como a razão entre a pressão de saída e a pressão de entrada, onde a pressão de entrada de 0,984 MPa é mantida constante. O modelo de bocal negligencia os efeitos viscosos e apresenta maior vazão de vazamento em comparação aos outros três modelos quando a razão de pressão é maior que 0,8, onde os efeitos viscosos são dominantes, uma vez que a velocidade do fluxo através da folga é pequena. No caso dos modelos de Fanno e de bocal assumindo fluxo compressível, a estabilidade na vazão de vazamento ocorre quando as razões de pressão são menores do que a razão de pressão crítica, de 0,528 para o bocal e de 0,35 para o Fanno nestas condições. Quando isto ocorre, a vazão de vazamento por meio de uma distância estreita não aumenta e é independente da mudança de pressão de saída. Entre os modelos, o modelo de Fanno apresenta a menor vazão de vazamento em quase todas as razões de pressão consideradas, por não considerar perdas de calor.

Figura 18 – Variação da vazão de vazamento

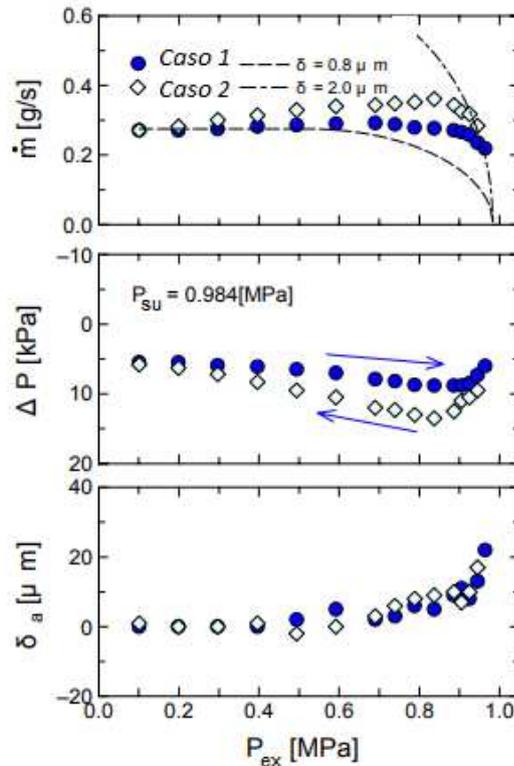


Fonte: Autor “adaptado de” Lee et al., 2002, p. 8

Com base no comparativo entre os resultados teóricos e experimentais, o modelo analítico de bocal apresentou a tendência mais próxima ao resultado experimental entre os quatro modelos analíticos testados. Esta comparação é apresentada na Figura 19. Onde as linhas pontilhadas representam os resultados dos modelos analíticos calculados para a vazão, utilizando o modelo de bocal (ligado ao caso 1) e o modelo de Fanno (ligado ao caso 2).

A pressão de entrada foi mantida constante para as duas condições em 0,984MPa. A pressão de saída foi elevada de 0,101 para 0,964 MPa no caso 1 e reduzida de 0,964 para 0,101 MPa no caso 2. Como resultado, observou-se que a força no topo da vedação contra a placa de vidro é reduzida com o aumento na pressão de saída, aumentando a folga quando a diferença

Figura 19 – Resultados experimentais para o fluxo de vazamento



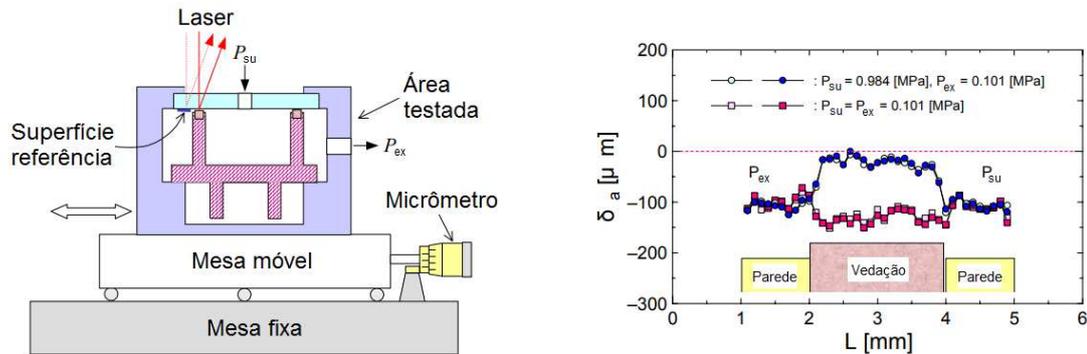
Fonte: Autor “adaptado de” Lee et al., 2002, p. 9

entre a pressão de entrada e de saída é pequena. A vazão de vazamento aumenta à medida que a pressão na saída é elevada.

Como parte complementar do estudo, avaliaram também o fenômeno do vazamento em função da mudança na folga entre a vedação e a placa de vidro, utilizando um sensor de deslocamento a laser. Para a máxima pressão de 0,984 MPa, a folga diminuiu uma vez que a vedação foi pressionada contra a placa de vidro. A rugosidade superficial da vedação apresentou efeito direto sobre a folga equivalente, afetando a vazão do vazamento (LEE et al., 2002). A Figura 20 mostra o comparativo obtido.

Aoun e Clodic (2008) avaliaram o desempenho do expensor scroll com expansão de vapor seco. O expensor foi testado em um banco de teste desenvolvido para esta aplicação específica. As condições de operação testadas incluem diferentes razões de pressão e diferentes velocidades de rotação. Os resultados mostram que a eficiência volumétrica aumenta com a velocidade de rotação, enquanto a eficiência isentrópica exibe um valor ótimo em uma determinada faixa de pressão, com velocidade de rotação de 2000 rpm. O primeiro teste realizado apresentou uma eficiência volumétrica baixa. O teste seguinte apresentou melhores resultados, devido a substituição da vedação original do expensor por uma vedação de politetrafluoreti-

Figura 20 – Configuração experimental para medição do comportamento da vedação (à esquerda) e variação da folga axial através da parede (à direita)



Fonte: Autor “adaptado de” Lee et al., 2002, p. 9

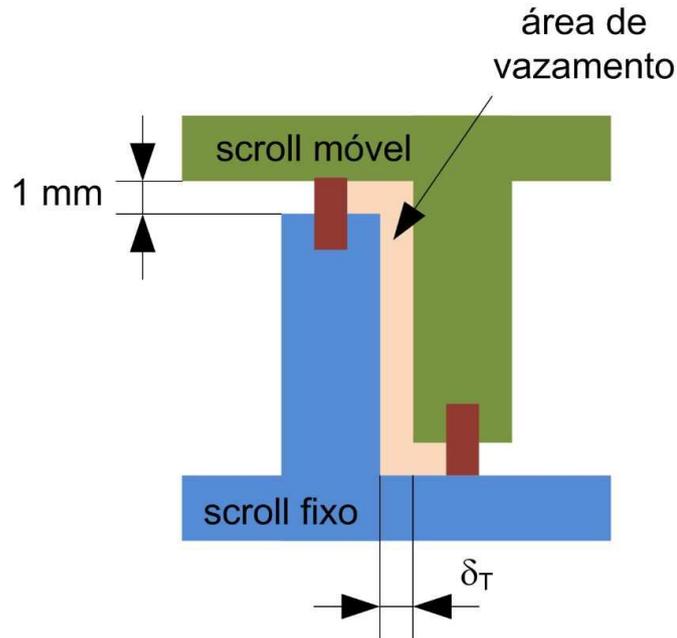
leno (PTFE), comercialmente chamado de teflon®. Os resultados experimentais obtidos após a modificação mostraram um aumento de 20% na eficiência volumétrica sem afetar a eficiência isentrópica. O aumento da eficiência volumétrica deve-se principalmente à redução da folga axial, enquanto a eficiência isentrópica foi mantida devido à baixa vazão de vazamento.

No trabalho realizado por Fanti (2017), a vedação utilizada é apresentada na Figura 21. O material utilizado foi o polietileno de ultra alto peso molecular, do inglês *Ultra High Molecular Weight Polyethylene* (UHMWPE). Este material plástico possui peso molecular extremamente elevado que proporciona excelentes propriedades mecânicas, como alta resistência ao desgaste por abrasão, alta resistência ao impacto e o baixo coeficiente de atrito. Essas características o tornam recomendável para a condição de operação do expensor scroll, onde o scroll móvel está em constante rotação e o selo de vedação em atrito permanente com o scroll fixo.

O selo de vedação do protótipo de Fanti (2017) foi manufaturado por meio de processo de usinagem (fresamento) e apresentou acabamento de baixa qualidade, possibilitando aperfeiçoamentos.

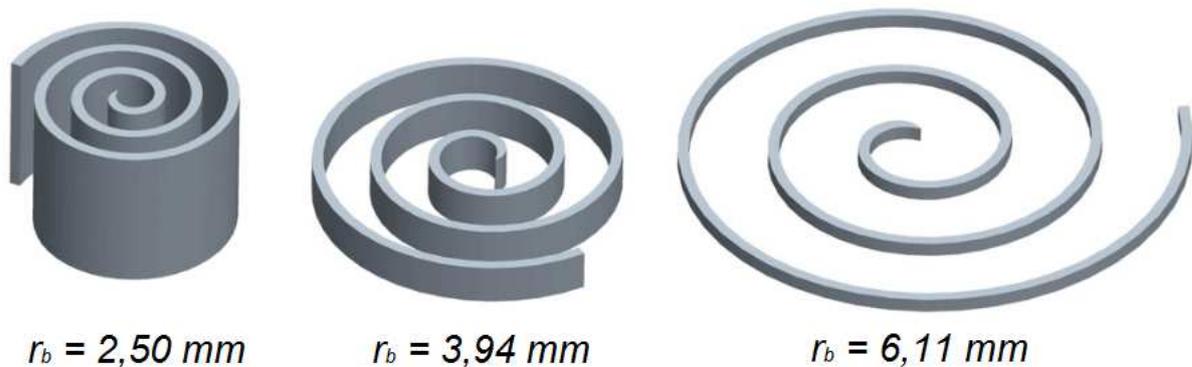
Liu, Hung e Chang (2010) mencionam que diversos estudos e patentes têm sido escritos objetivando aumento no desempenho deste tipo de máquina, incluindo alterações nas curvas utilizadas para geração das paredes do par de scrolls. Os autores desenvolveram curvas para gerar os scrolls para um compressor, além de discutirem sua influência sobre o desempenho da máquina. Eles afirmam que a diminuição da altura da parede (mantendo os volumes de sucção e de descarga) melhora o desempenho, uma vez que diminui a deformação das paredes e, conseqüentemente, diminui o vazamento interno. A Figura 22 apresenta três scrolls com os mesmos volumes de sucção e de descarga, mas com diferentes alturas de parede, onde  $r_b$  é o raio da circunferência de base.

Figura 21 – Selo de vedação do expansor scroll para ar comprimido



Fonte: Autor

Figura 22 – Família de scrolls com volume deslocado de  $104,8 \text{ cm}^3$  e razão volumétrica de 2,7



Fonte: Autor "adaptado de" Bell et al., 2012, p. 1909

## 2.5 MODELOS NUMÉRICOS

Diversos autores têm desenvolvido modelos numéricos para prever o comportamento de expansores do tipo scroll. Estes modelos podem ser concebidos por meio de uma análise teórica, onde a primeira lei da termodinâmica é aplicada, ou por uma abordagem semi-empírica, onde alguns parâmetros são determinados experimentalmente. Nesta seção são abordados trabalhos relacionados ao tema, que obtiveram boa concordância entre os modelos e o teste experimental.

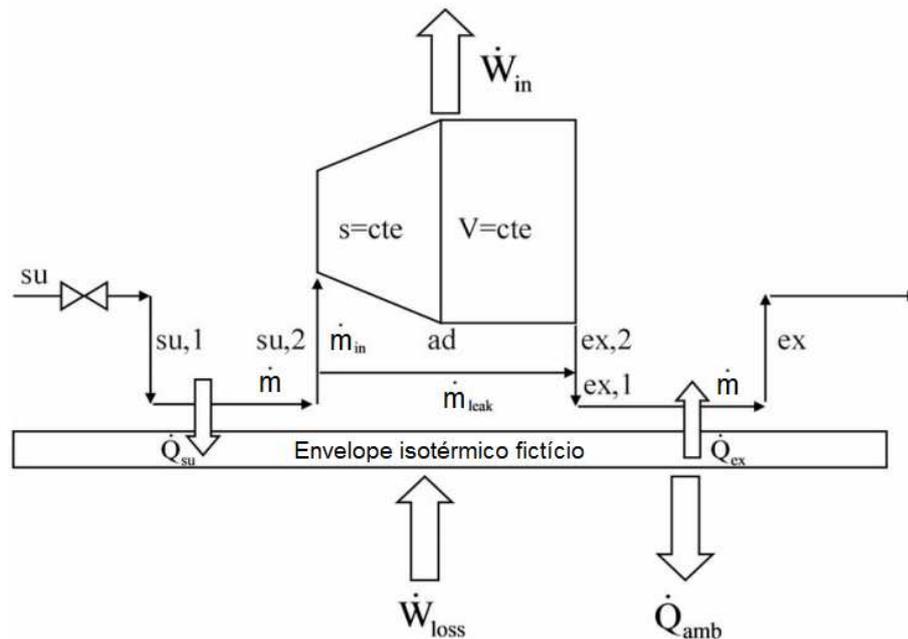
### 2.5.1 Modelo semi-empírico

Para o modelo semi-empírico utilizado por Lemort et al. (2009) com o objetivo de prever o desempenho do expensor, o modelo conceitual do expensor é apresentado na Figura 23 e o equacionamento envolvido é abordado nesta seção.

No modelo, a passagem do fluido pelo expensor é decomposta em:

- Queda da pressão adiabática na alimentação ( $su \rightarrow su,1$ ).
- Resfriamento isobárico ( $su,1 \rightarrow su,2$ ).
- Expansão isentrópica do fluido para a pressão imposta pela razão de expansão da máquina ( $su,2 \rightarrow ad$ ).
- Expansão adiabática a volume constante ( $ad \rightarrow ex,2$ ).
- Mistura adiabática entre o fluxo expandido e os vazamentos ( $ex,2 \rightarrow ex,1$ ).
- Exaustão isobárica com resfriamento ou aquecimento do fluido ( $ex,1 \rightarrow ex$ ).

Figura 23 – Modelo conceitual do expensor scroll



Fonte: Autor "adaptado de" Lemort et al., 2009, p. 3097

Os vazamentos foram agrupados em um valor fictício de vazamento, onde a área de vazamento  $A_{leak}$  foi obtida empiricamente. Assim, há redução dos erros entre o modelo e os dados experimentais. O vazamento é modelado como um escoamento isentrópico em um bocal convergente, onde a área da garganta é aproximada para  $A_{leak}$ . A pressão na garganta  $P_{thr,leak}$  (equação 4) corresponde à pressão máxima entre a pressão de exaustão  $P_{ex,2}$  e a pressão crítica

$P_{crit,leak}$  (LEMORT et al., 2009). Segundo Çengel e Boles (2013), "As propriedades críticas do escoamento compressível não devem ser confundidas com as propriedades das substâncias no ponto crítico".

$$P_{thr,leak} = MAX (P_{ex,2}; P_{crit,leak}) \quad (4)$$

A pressão crítica  $P_{crit,leak}$  é calculada considerando o fluido refrigerante como um gás ideal de relação entre calores específicos  $\gamma$ :

$$P_{crit,leak} = P_{su,2} \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (5)$$

A partir das equações de conservação de massa e energia pelo bocal combinadas, pode-se descrever a vazão de vazamento interno  $\dot{m}_{leak}$ :

$$\dot{m}_{leak} = \frac{A_{leak}}{v_{thr,leak}} \sqrt{2 (h_{su,2} - h_{thr,leak})} \quad (6)$$

A vazão mássica total é definida como a soma da vazão de vazamento interno  $\dot{m}_{leak}$  e a vazão interna  $\dot{m}_{in}$ , como representado na Figura 23. A vazão interna é definida pelos autores como a vazão volumétrica  $V_{s,exp}$  dividida pelo volume específico do fluido após a perda de pressão e o resfriamento  $v_{su,2}$ . Esta vazão volumétrica pode ser reescrita como o volume deslocado  $V_{s,exp}$  multiplicado pela velocidade angular em rotações por segundo  $N$ .

$$\dot{m} = \dot{m}_{in} + \dot{m}_{leak} = \frac{V_{s,exp} N}{v_{su,2}} + \dot{m}_{leak} \quad (7)$$

A potência interna pode ser obtida pela equação 8:

$$\dot{W}_{in} = \dot{m}_{in} [(h_{su,2} - h_{ad}) + v_{ad} (P_{ad} - P_{ex,2})] \quad (8)$$

Devido às perdas por atrito entre os scrolls e nos rolamentos, existe uma queda de potência  $\dot{W}_{loss}$  que diminui a potência que vai para o eixo  $\dot{W}_{sh}$  (equação 9), onde o parâmetro  $T_{loss}$  é o torque resistivo gerado pelo atrito entre os scrolls e nos rolamentos.

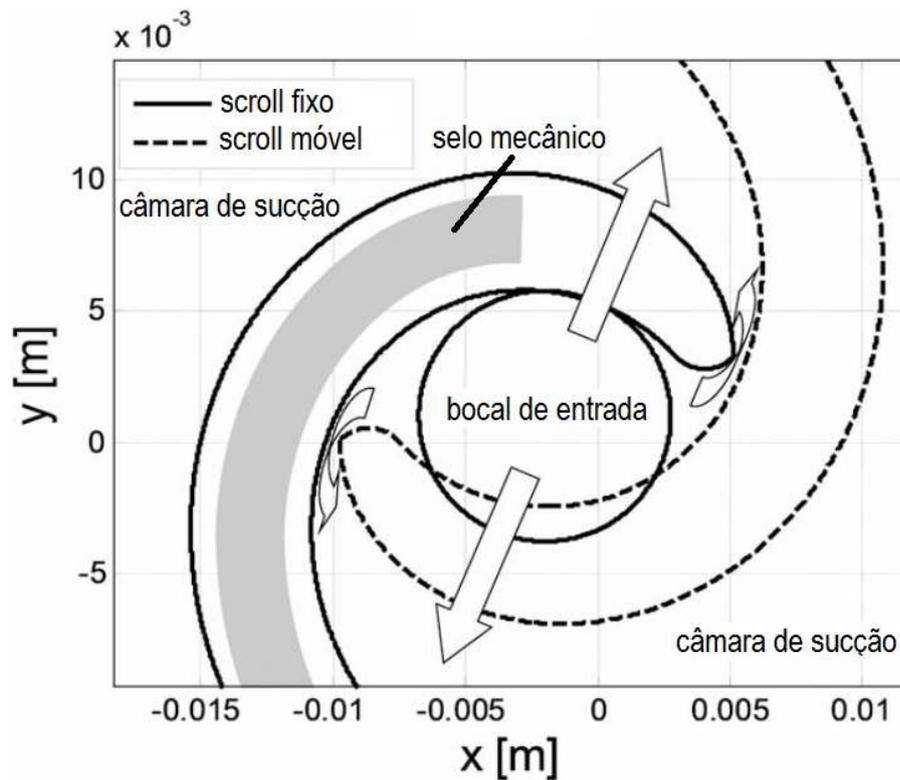
$$\dot{W}_{sh} = \dot{W}_{in} - \dot{W}_{loss} = \dot{W}_{in} - 2\pi T_{loss} N \quad (9)$$

As perdas por transferência de calor ocorrem entre (1) a carcaça do expensor e o fluido na entrada e na saída do expensor, (2) entre os scrolls (móvel e fixo) e o fluido nas câmaras de

sucção, expansão e descarga e (3) entre a carcaça do expensor e o ambiente (LEMORT et al., 2009).

Segundo os autores, as perdas de pressão na entrada ( $s_u \rightarrow s_{u,1}$ ) estão associadas a dois fenômenos: o primeiro ocorre durante parte do processo de sucção o bocal de entrada é bloqueado pelo scroll móvel (Figura 24), reduzindo assim a área de sucção. O segundo ocorre no final do processo de sucção, quando as extremidades dos scrolls tocam as paredes opostas e reduzem a passagem do fluido, dificultando a entrada pelo bocal e atenuando a queda de pressão.

Figura 24 – Representação das câmaras de sucção no final do processo de sucção



Fonte: Autor “adaptado de” Lemort et al., 2009, p. 3098

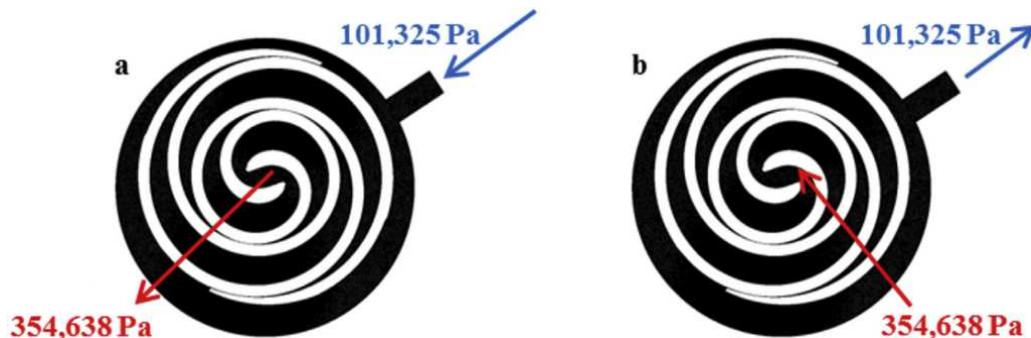
A validação do modelo foi realizada mediante a comparação dos dados calculados com valores experimentais. O desvio máximo foi de 2% para a vazão, onde observou-se que a mesma diminui de acordo com o volume específico do refrigerante e aumenta com a velocidade de rotação. Para a potência fornecida pelo expensor o desvio foi de 5%. A eficiência isentrópica máxima obtida no teste experimental foi de 68% e o modelo semi-empírico apresentou boa concordância com o teste experimental.

## 2.5.2 Simulação CFD

A crescente demanda por melhores níveis de eficiência do scroll é o principal motivo que vem aumentando o número de pesquisas sobre o comportamento cinemático e termodinâmico deste dispositivo. Na literatura, o estudo de máquinas de deslocamento positivo é executado principalmente por meio de testes experimentais. Recentemente, as aplicações utilizando CFD são cada vez mais propostas, graças à evolução da capacidade de malha móvel tanto em termos de algoritmos, quanto aos recursos computacionais (MORINI et al., 2015).

Os autores analisaram um compressor scroll comercial, obtendo a geometria por engenharia reversa, e realizam uma simulação numérica em regime transiente do scroll, operando como compressor e expansor. As condições de entrada e saída para cada caso podem ser vistas na Figura 25. A análise de desempenho foi obtida em termos de pressão, fluxos de massa e eficiência volumétrica.

Figura 25 – Condições de contorno para simulação como (a) compressor e (b) expansor

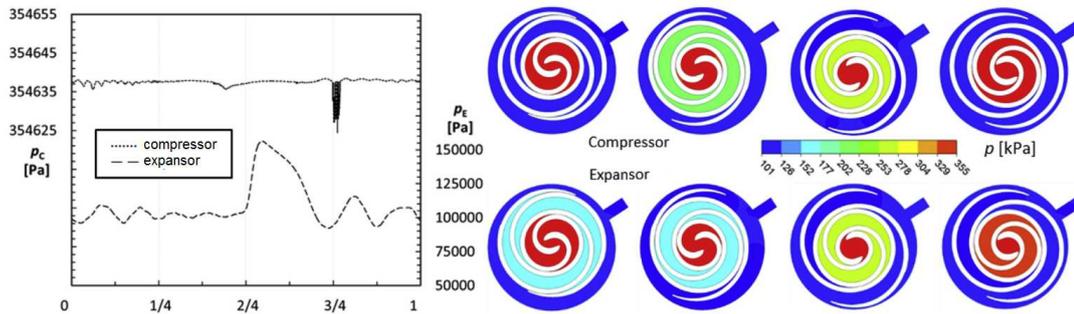


Fonte: Autor “adaptado de” Morini et al., 2015, p. 138

Na Figura 26, as pressões de saída e os campos de pressão para o compressor e para o expansor são comparados. A pressão de descarga do expansor scroll é apresentada como uma função da posição angular. O compressor apresenta variação suave na pressão de descarga, enquanto para o expansor a variação é maior. Os gráficos com contorno de pressão referentes aos ângulos da órbita do último estágio do expansor mostram valores de pressão diferentes na descarga. Esse fenômeno está relacionado à posição assimétrica dos orifícios de entrada e saída e estão ligados ao desenho do scroll (MORINI et al., 2015).

No expansor, o fluido ultrapassa a espiral através das aberturas do flanco sem realizar trabalho. Os vazamentos de flanco são apresentados na Figura 27: (i) da câmara de descarga para o volume de saída, (ii) da câmara de expansão para a câmara de descarga e, finalmente, (iii) da câmara de sucção para a câmara de expansão. Em geral, espirais longas permitem reduzir a

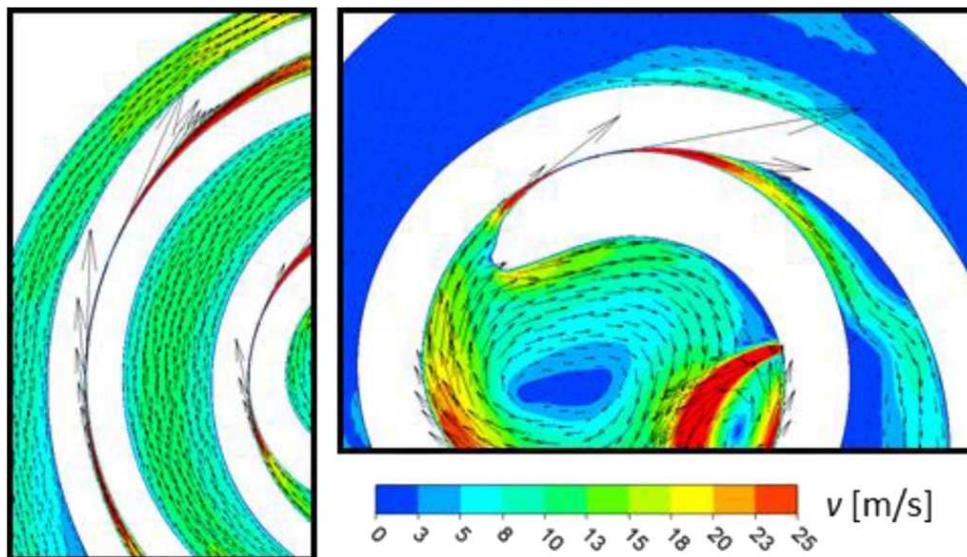
Figura 26 – Pressão de saída e campos de pressão durante a revolução



Fonte: Autor “adaptado de” Morini et al., 2015, p. 138

diferença de pressão entre duas câmaras consecutivas isoladas. Portanto, há menos vazamento de flanco e o scroll torna-se maior e mais caro.

Figura 27 – Vazamento de flanco no expansor



Fonte: Autor “adaptado de” Morini et al., 2015, p. 139

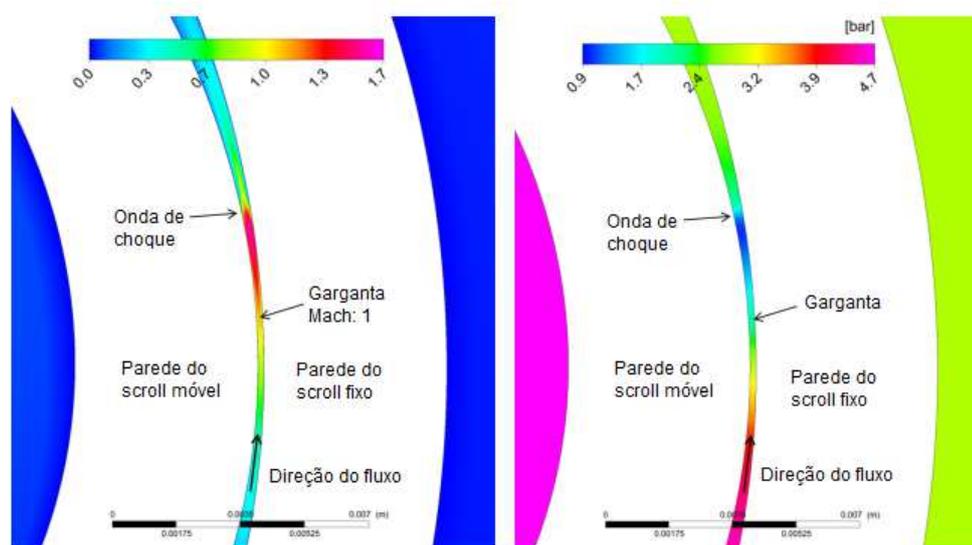
Song et al. (2013) realizam o estudo com simulação 3D em regime transiente de um expansor scroll aplicado na recuperação de calor. Os autores adaptaram um compressor veicular de ar condicionado para utilizá-lo como expansor e o fluido de trabalho foi o R245fa. Os resultados indicaram que distribuições assimétricas e não uniformes de pressão, velocidade e temperatura existem dentro do expansor scroll, nas câmaras de expansão. Os autores constataram que há fluxos de vazamento dinâmico de topo e aceleração do escoamento no orifício de entrada durante os ciclos de trabalho. O torque de saída transitório e o fluxo de massa apresentam flutuações periódicas durante os ciclos de trabalho.

Oliveira, Silva e Mello (2017) utilizaram uma simulação CFD transitória 2D de um expensor scroll capaz de quantificar os vazamentos internos. Os resultados obtidos mostram que os vazamentos podem influenciar o ponto de eficiência isentrópica máxima do dispositivo, relacionado à razão de pressão. Normalmente, esse máximo está diretamente relacionado à razão de volume do expensor, porém os vazamentos tendem a reduzir a razão de pressão ideal. As simulações CFD conduzidas foram capazes de prever a potência com um desvio mínimo em comparação com os resultados experimentais anteriores. Essa diferença pode ser atribuída ao atrito no protótipo, não caracterizado experimentalmente.

Os autores observam que há presença de oscilações nos valores de pressão entre as câmaras subsequentes, devido às ondas de choque. Os vazamentos de flanco podem ser caracterizados como um vazamento por um bocal convergente-divergente, com a mesma área mínima. Depois de passar pela garganta e alcançar Mach igual a 1, o fluxo continua a acelerar até atingir a velocidade do som. Desta forma, uma variação abrupta nas propriedades ocorre nas câmaras internas, reduzindo a velocidade do fluxo para valores subsônicos e caracterizando uma onda de choque.

A pressão e a distribuição de Mach nas câmaras internas são mostradas na Figura 28. Este efeito influencia os vazamentos internos que estão ocorrendo no scroll e no fator de preenchimento. A caracterização adequada dos vazamentos internos é essencial para obter uma boa estimativa da eficiência do scroll.

Figura 28 – Número de Mach e variação de pressão sobre os vazamentos internos



Fonte: Autor “adaptado de” Oliveira, Silva e Mello, 2017, p. 9

De modo geral, a maioria dos autores apresentam discussões iniciais para compreender o escoamento interno no expensor, no que diz respeito às distribuições de pressão e velocidade. No entanto, apenas Oliveira, Silva e Mello (2017) discutem o escoamento compressível com número de Mach elevado que ocorre no estrangulamento das folgas tangenciais, usado para quantificar os vazamentos internos.

### 3 METODOLOGIA

Nesta seção é apresentada a metodologia utilizada para a dimensionar um expansor scroll, levando em consideração as condições de operação e algumas etapas consideradas fundamentais. Inicialmente essas etapas são listadas, e posteriormente, discutidas em detalhes e relacionadas com a literatura.

#### 3.1 ETAPAS PARA O DIMENSIONAMENTO

Atualmente, não há trabalhos específicos na literatura que abordam conceitos para o dimensionamento do expansor scroll. Nos trabalhos disponíveis, são apresentados estudos sobre configurações específicas onde os autores descrevem métodos utilizados para resolução de casos particulares ou estudos comparativos, muitos com foco na escolha do fluido, na validação de testes numéricos, no uso de um sistema de vedação diferente, entre outros.

Neste sentido, este trabalho visou compilar e discutir o maior número de estudos já citados em trabalhos anteriores a fim de criar um procedimento guia para futuros trabalhos que objetivem a construção de expansores tipo scroll, destinados às aplicações em que se usa fluido orgânico ou ar.

As etapas consideradas fundamentais são listadas abaixo e discutidas no decorrer desta seção:

- a) Determinação do fluido de trabalho, de acordo com sua disponibilidade e aplicação;
- b) Determinação dos principais componentes do ciclo termodinâmico;
- c) Balanço de energia dos componentes para determinação dos parâmetros construtivos do expansor (Razão volumétrica  $r_v$  e volume das câmaras de sucção  $V_{su}$ )
- d) Determinação dos parâmetros utilizados na definição das curvas evolventes (Raio orbital  $r_b$  e altura das paredes  $H$ )
- e) Determinação das vedações a serem utilizadas;
- f) Balanceamento do conjunto;

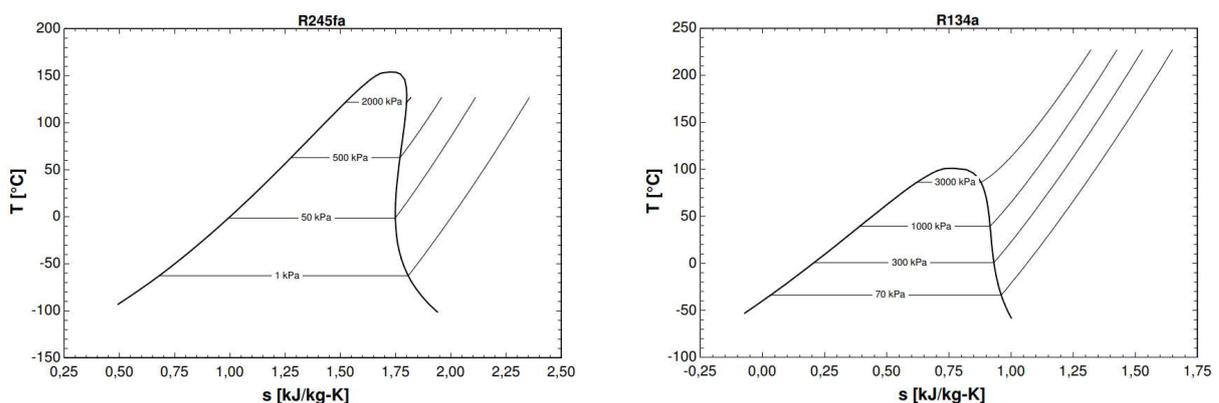
### 3.2 FLUIDO DE TRABALHO

Na seção 2.2.1 foi realizado uma revisão dos fluidos que têm sido considerados em trabalhos recentes da literatura. Para a escolha, alguns dos autores citados levam em consideração fatores como segurança, custo e desempenho. No entanto, para outros o desempenho é o único critério de escolha. Este trabalho é uma pesquisa acadêmica voltada a atender os critérios de segurança e regulamentação vigente no país, de modo que dentro das opções ambientalmente corretas buscou o fluido com maior desempenho esperado. Entre os fluidos não recomendáveis estão o R12 e o R22.

Atualmente, o R134a é amplamente utilizado nos sistemas de refrigeração devido ao seu desempenho e disponibilidade. Novas alternativas, como o R-1234yf e o R-1234ze, vêm sendo estudadas para substituir gradativamente esse fluido em busca de substâncias com baixo potencial de aquecimento global e de destruição da camada de ozônio.

Dentre os fluidos que satisfazem os critérios de segurança e que segundo artigos recentes vêm apresentando o melhor desempenho versus tamanho do equipamento, o R245fa se destaca e foi o fluido orgânico escolhido. Na Figura 29 são apresentadas as curvas de saturação dos fluidos R245fa e R134a, por meio dos diagramas. Pode-se observar diferença significativa na temperatura crítica de ambos, assim como na curva de vapor saturado, que no caso do R245fa dispensa o uso de superaquecimento.

Figura 29 – Diagramas T-s do fluidos R245fa (à esquerda) e do R134a (à direita)



Fonte: Autor

### 3.3 CONSIDERAÇÕES SOBRE OS DEMAIS COMPONENTES DO CICLO ORC

Uma análise geral se faz necessária a fim de identificar se os demais componentes do ciclo ORC, necessários a sua implementação, podem ser encontrados facilmente no mercado.

Georges et al. (2013) utilizaram em um ORC com temperaturas de evaporação e condensação de 140 °C e 35 °C respectivamente, e uma bomba volumétrica de múltiplos diafragmas. De acordo com os autores, esse tipo de bomba é indicada para condições de baixa vazão e alta razão de pressão. A principal vantagem deste tipo de bomba é a ausência de contato entre o fluido e as peças móveis da bomba, evitando vazamentos externos. As principais características da bomba de acordo com os dados do fabricante, são mostrados na Tabela 3.

Tabela 3 – Principais características da bomba

Vazão	6,2 l/min
Consumo	0,41 kW
Velocidade nominal	1000 rpm
Pressão de saída (máx.)	7000 kPa
Eficiência	70%

Fonte: Autor

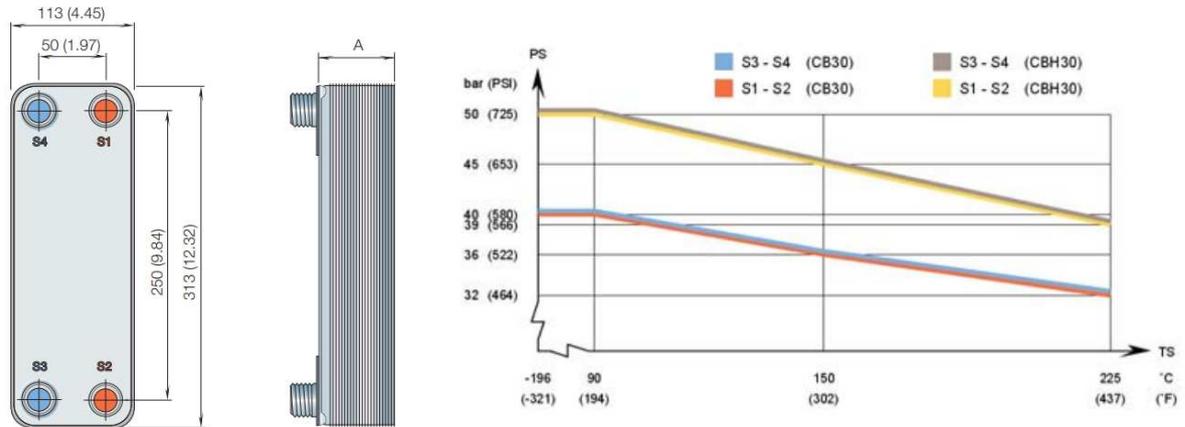
Na seleção do evaporador, a análise consiste em verificar se a pressão de evaporação é suportada pelo trocador. A Figura 30 apresenta um trocador de placas brasado, comercialmente vendido da marca Alfa Laval®. Este tipo de trocador foi utilizado por Georges et al. (2013) e Declaye et al. (2013) e as vantagens são o risco mínimo de vazamento interno, design compacto, transferência de calor eficiente, pequena perda de carga e facilidade de manutenção. O modelo CB30 opera em uma faixa de pressões até 40 bar, dependendo da temperatura de operação e atende todas as faixas de pressão e temperatura de evaporação analisadas.

Os demais componentes, como condensador e aquecedor de óleo térmico, são amplamente utilizados em laboratórios e citados pela literatura. Esses aquecedores de pequena escala podem fornecer óleo térmico à temperatura máxima de 350 °C.

### 3.4 BALANÇO DE ENERGIA NOS COMPONENTES

A seguir é apresentada uma análise fundamental do ciclo ORC para obtenção de sua eficiência térmica. Ressalta-se que análise semelhante é apresentada em vários trabalhos encontrados na literatura, como Zhou et al. (2013), Blunier et al. (2009), Iglesias e Favrat (2014) e Chang et al. (2015).

Figura 30 – Desenho dimensional (à esquerda) e gráfico de pressão máxima versus e temperatura de operação (à direita) do trocador CB30 da marca Alfa Laval®

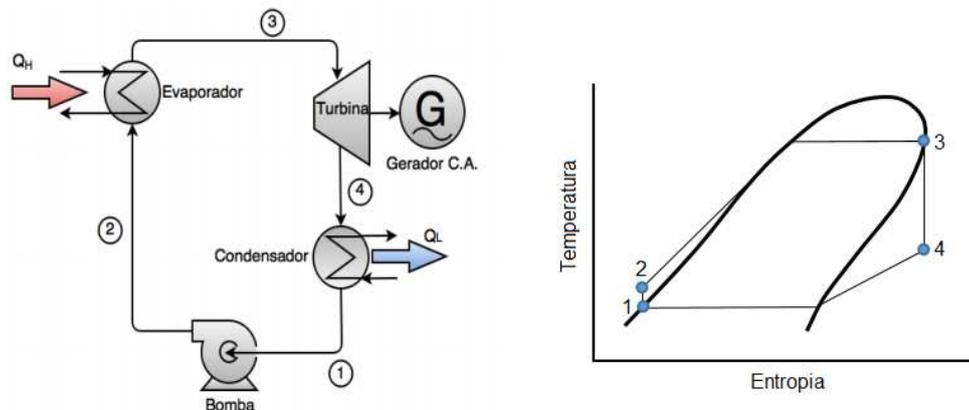


Fonte: Autor “adaptado de” catálogo Alfa Laval®, p. 2

### 3.4.1 Primeira Lei da Termodinâmica

A Figura 31 mostra o diagrama T-s do ciclo termodinâmico e os principais pontos com seus respectivos estados termodinâmicos. Como citado por Zhou et al. (2013), 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). Então, o vapor a alta pressão é admitido no expensor e gera potência, deixando o mesmo no estado 4 (vapor superaquecido a uma pressão mais baixa na saída do expensor). O fluido de trabalho no estado 4 passa através do condensador, deixando o mesmo como líquido saturado.

Figura 31 – Ciclo termodinâmico básico



Fonte: Autor “adaptado de” Quoilin et al., 2013, p. 170

Na análise termodinâmica, são utilizadas as seguintes hipóteses:

- 1) Os componentes do sistema ORC operam em regime permanente.
- 2) As quedas de pressão no evaporador, no condensador e nos tubos são desprezadas.
- 3) Os termos de variação de energia cinética e potencial são desprezados.
- 4) A eficiência isentrópica do expensor é 0,65 (estimativa é baseada na eficiência isentrópica obtida com o primeiro protótipo e indicações da literatura).
- 5) Expensor e bomba adiabáticos.

A energia consumida pelo bombeamento do fluido de trabalho é expressa pela equação 10:

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (10)$$

onde  $\dot{W}_{bomba}$  é a potência da bomba,  $\dot{m}$  é a vazão em massa,  $h_2$  é a entalpia na saída da bomba e  $h_1$  é a entalpia na entrada da bomba.

A quantidade de calor  $\dot{Q}_{evap}$  absorvida pelo fluido de trabalho no evaporador é calculado pela equação 11:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (11)$$

onde  $h_3$  é a entalpia na saída do evaporador.

A potência de saída do expensor  $\dot{W}_{ex}$  é expressa na equação 12:

$$\dot{W}_{ex} = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (12)$$

onde  $h_4$  é a entalpia na saída do expensor.

O calor rejeitado pelo fluido de trabalho no condensador  $\dot{Q}_{cond}$  é expresso na equação 13:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}(h_4 - h_1) \quad (13)$$

A potência líquida de saída  $\dot{W}_{liq}$  é dada pela equação 14:

$$\dot{W}_{liq} = \dot{W}_{ex} - \dot{W}_{bomba} \quad (14)$$

Zhou et al. (2013) menciona que no teste experimental, alguns indicadores são usados para avaliar o desempenho do sistema, entre eles estão a eficiência do ciclo e a potência de saída do expensor.

Uma análise de primeira lei permite avaliar a eficiência térmica do ciclo, definida pela relação da potência líquida de saída e a quantidade de calor absorvida pelo ciclo. A eficiência térmica do ciclo é definida pela equação 15:

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{Q}_{evap}} \quad (15)$$

onde  $\eta_t$  é a eficiência térmica do ciclo.

### 3.4.2 Parâmetros fundamentais

A vazão mássica total é definida pela soma da vazão interna  $\dot{m}_{in}$ , que desconsidera qualquer vazamento interno, e pela vazão  $\dot{m}_{leak}$ , que é a vazão através dos vazamentos internos. A vazão  $\dot{m}_{in}$  é uma decorrência do volume deslocado pela máquina e pode ser calculado na equação 16. Sendo a vazão volumétrica  $\dot{V}_{s,exp}$  dividida pelo volume específico do fluido  $v_{su}$ . Esta vazão volumétrica pode ser reescrita como o volume deslocado  $V_{s,exp}$  multiplicado pela velocidade angular em rotações por segundo  $N$ .

$$\dot{m} = \dot{m}_{in} + \dot{m}_{leak} = \frac{V_{s,exp}N}{v_{su}} + \dot{m}_{leak} \quad (16)$$

O desempenho volumétrico do expensor é representado pelo fator de preenchimento  $\phi$  e definido pela razão entre a vazão medida  $\dot{m}_{meas}$  e a vazão teórica  $\dot{V}_s/v_{su}$ .

$$\phi = \frac{\dot{m}_{meas}v_{su}}{\dot{V}_s} \quad (17)$$

Entre os trabalhos experimentais disponíveis na literatura observa-se uma faixa de eficiência isentrópica esperada para o expensor scroll que varia de 55 a 75%, enquanto a potência máxima de saída varia de 0,5 a 2,3 kW. A baixa potência de saída é justificada pelo teste experimental, normalmente realizado em laboratório. Normalmente, um ciclo ORC, por trabalhar com fontes de calor de baixa temperatura, apresenta eficiência térmica da ordem de 7 a 15%. Portanto, a fonte de calor deve fornecer aproximadamente 10 vezes a potência que se pretende obter com o expensor a ser testado. Com o objetivo de validar conceitos, a potência esperada no protótipo é de 1,5 kW e eficiência isentrópica de 65%.

O apêndice A apresenta os cálculos do modelo em EES para análise dos parâmetros construtivos do expensor scroll operando em Ciclo Rankine Orgânico, enquanto o apêndice B apresenta os cálculos do modelo em EES para o expensor scroll operando com ar. A partir

desta análise as dimensões principais do equipamento são definidas. Estes resultados serão apresentados e discutidos na seção 4.

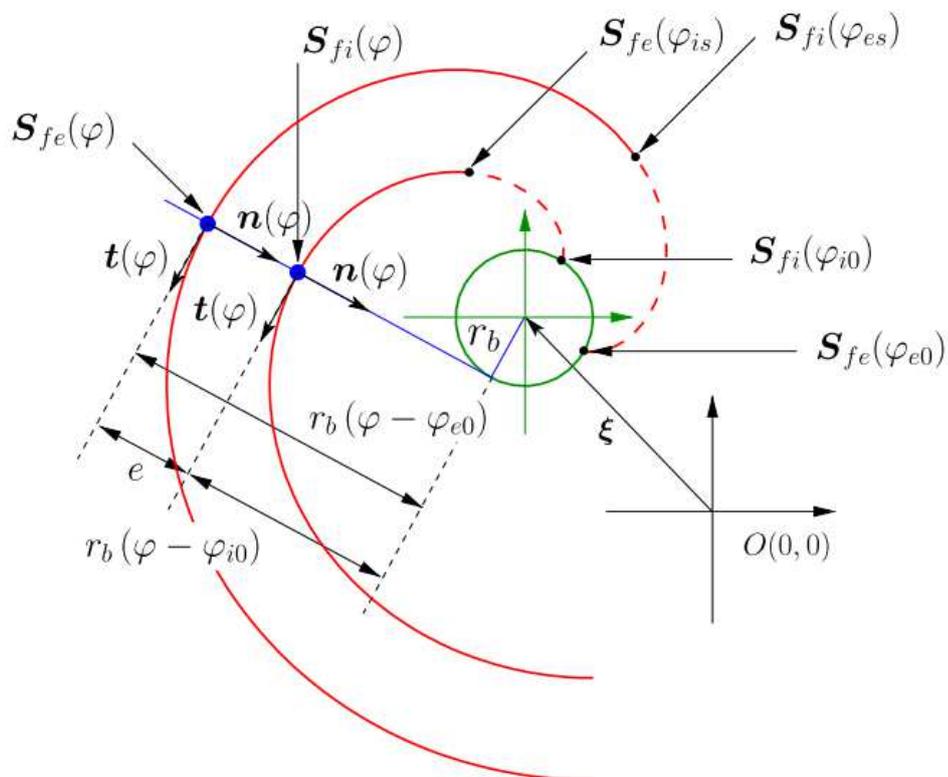
### 3.5 GEOMETRIA

Nesta seção é apresentada a geometria do expensor scroll, assim como as equações utilizadas para gerar as curvas que descrevem o perfil das paredes do scroll fixo e do scroll móvel.

#### 3.5.1 Definição das curvas evolventes

As equações apresentadas por Blunier et al. (2009) são utilizadas neste trabalho para a geração das curvas do protótipo. Essas curvas caracterizam o perfil do scroll e descrevem a trajetória do scroll móvel em torno do scroll fixo. A Figura 32 ilustra os perfis das paredes internas e externas de um scroll, bem como suas respectivas variáveis.

Figura 32 – Curvas das paredes interna e externa de um scroll



Fonte: Autor “adaptado de” Blunier et al., 2009, p. 876

Blunier et al. (2009) descrevem o scroll fixo e o móvel com curvas conhecidas por involuta do círculo ou envolvente que se desenvolve em torno de um círculo comum com raio  $r_b$  e separados por uma distância constante. As equações 18 e 19 constituem o plano ortogonal apresentado na Figura 32. Onde  $\mathbf{t}(\varphi)$  é o vetor tangente e  $\mathbf{n}(\varphi)$  é o vetor normal.

$$\mathbf{t}(\varphi) = (\cos\varphi, \sin\varphi) \quad (18)$$

$$\mathbf{n}(\varphi) = (-\sin\varphi, \cos\varphi) \quad (19)$$

As equações 20 e 21 constituem os perfis das paredes interna e externa de um dado scroll, respectivamente.

$$\mathbf{S}_{fe}(\varphi) = r_b\mathbf{t}(\varphi) - r_b(\varphi - \varphi_{e0})\mathbf{n}(\varphi) \quad \forall\varphi \in \mathbf{I}_e = [\varphi_{es}, \varphi_{max}] \quad (20)$$

$$\mathbf{S}_{fi}(\varphi) = r_b\mathbf{t}(\varphi) - r_b(\varphi - \varphi_{i0})\mathbf{n}(\varphi) \quad \forall\varphi \in \mathbf{I}_i = [\varphi_{es}, \varphi_{max}] \quad (21)$$

A espessura da parede do scroll ( $e$ ) é determinada segundo a equação 22.

$$e = r_b(\varphi_{i0} - \varphi_{e0}) \quad (22)$$

A geometria do scroll móvel é concebida por Blunier et al. (2009) utilizando as mesmas equações do scroll fixo, porém defasadas de  $180^\circ$ . O ângulo orbital ( $\theta$ ) indica o ângulo inicial de cada perfil, uma vez que o scroll móvel irá transladar orbitalmente durante o funcionamento do expansor. As equações 23 e 24 descrevem os perfis das paredes internas e externas do scroll móvel, respectivamente.

$$\mathbf{S}_{me}(\varphi) = \mathbf{S}_{fe}(\varphi) - r_o\mathbf{n}(\theta) \quad \forall\varphi \in \mathbf{I}_e = [\varphi_{es}, \varphi_{max}] \quad (23)$$

$$\mathbf{S}_{mi}(\varphi) = \mathbf{S}_{fi}(\varphi) - r_o\mathbf{n}(\theta) \quad \forall\varphi \in \mathbf{I}_i = [\varphi_{is}, \varphi_{max}] \quad (24)$$

O raio orbital nominal do expansor  $r_o$  é calculado segundo a equação 25. A diferença entre o raio orbital nominal e o raio orbital real constitui a folga tangencial.

$$r_o = r_b(\varphi_{e0} - \varphi_{i0} + \pi) \quad (25)$$

### 3.5.2 Altura das paredes e raio da circunferência da base $r_b$

Com base nas discussões apresentadas na seção 2.4.2, é recomendado que haja equilíbrio entre a alturas das paredes e raio da circunferência da base  $r_b$ , baseados nos volumes previamente definidos para sucção e descarga do expansor scroll. Esta necessidade se justifica, uma vez que o aumento da altura das paredes pode resultar em deformação excessiva das mesmas quando estiverem sobre ação das pressões usuais de funcionamento. Por outro lado, a redução excessiva da altura das paredes provoca aumento considerável no parâmetro  $r_b$  e, conseqüentemente, na dimensão externa do equipamento. A Figura 22 ilustra a condição descrita.

### 3.6 VEDAÇÃO

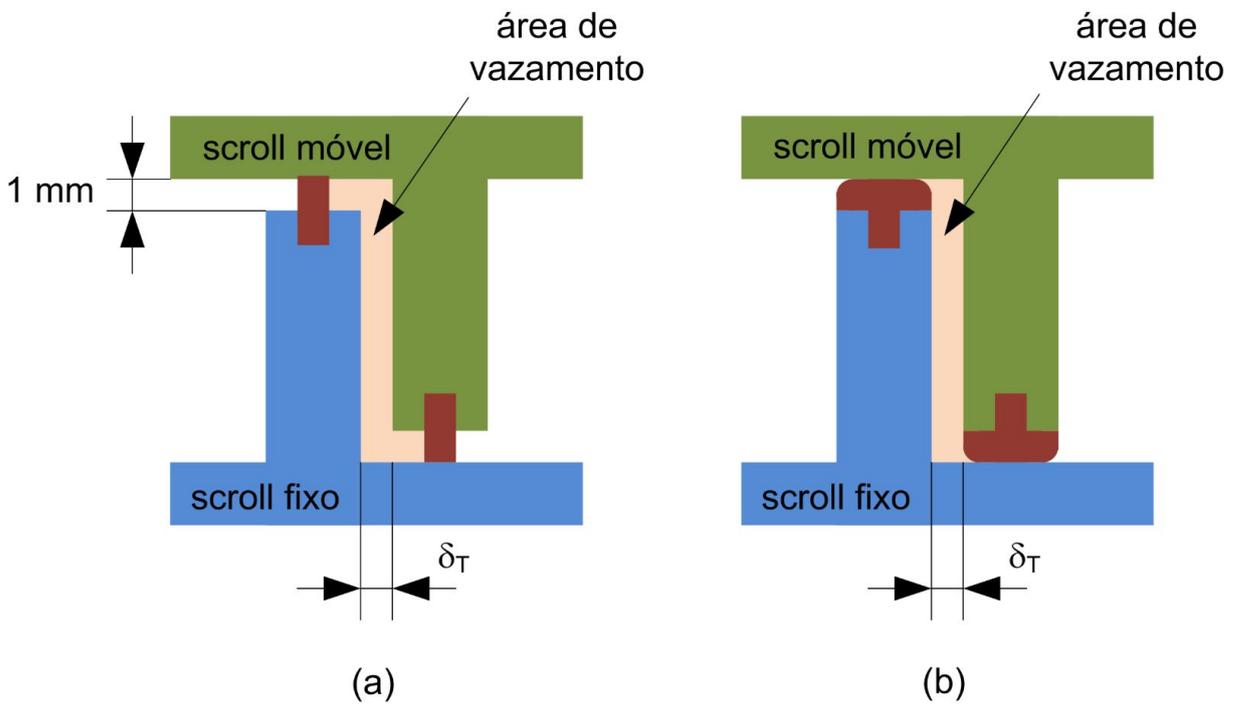
A literatura destaca a importância da escolha da vedação a fim de reduzir os vazamentos axial e radial no expansor scroll. Com o objetivo de avaliar a influência da mesma, esta seção apresenta os conceitos de vedação que têm sido utilizados nos últimos trabalhos realizados pelo grupo de pesquisa.

Primeiramente, para o primeiro expansor construído pelo grupo de pesquisa, foram utilizados selos usinados em Polietileno de Ultra Peso Molecular, do inglês *Ultra High Molecular Weight Polyethylene* (UHMWPE). Outras possibilidades foram estudadas a fim de melhorar o processo, entre eles o uso de uma impressora 3D, porém com resultados insatisfatórios. Entre os pontos de aperfeiçoamento estão a utilização de moldes ao invés de processos de usinagem que geram rebarbas, melhorando desta forma o acabamento; e novas propostas de geometrias. À direita da Figura 33 é apresentada a proposta de melhoria com o uso de um selo de vedação com geometria em "T", cuja principal vantagem é a redução na área de vazamento. Esta será a geometria do selo de vedação adotada neste trabalho e será fabricada em politetrafluoretileno.

O uso de Politetrafluoretileno, do inglês *Polytetrafluoroethylene* (PTFE), conhecido no mercado como Teflon® vem sendo estudado pelo grupo de pesquisas como alternativa na fabricação do selo de vedação, substituindo o UHMWPE. O PTFE apresenta boas propriedades mecânicas como baixo coeficiente ao atrito, resistência à temperatura (entre -70 °C e 260 °C), boa usinabilidade e por se tratar de uma superfície não aderente pode trazer facilidades na extração do molde. A Figura 34 mostra o molde utilizado para a fabricação do selo mecânico utilizando o processo de sinterização sobre pressão.

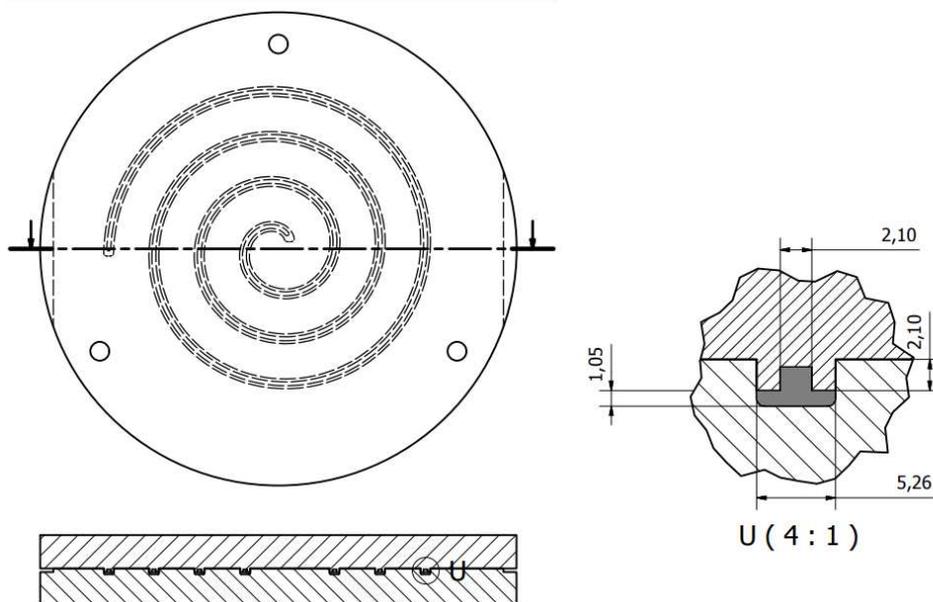
Os sistemas de vedação com selo são amplamente utilizados afim de reduzir as taxas de vazamento. No entanto ainda é difícil prever o comportamento das folgas e o fluxo dos

Figura 33 – Montagem do selo de vedação atual e nova proposta considerando geometria em "T", ambos com interferência



Fonte: Autor

Figura 34 – Montagem do selo de vedação no expansor scroll



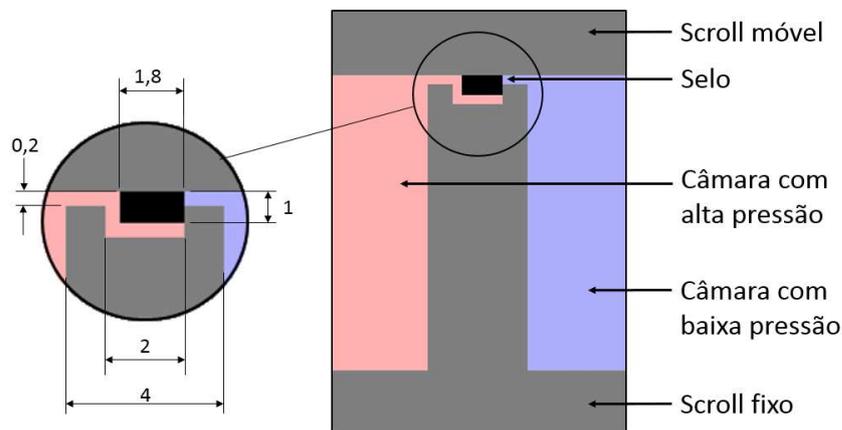
Fonte: Autor "adaptado de" Fanti, 2017, p. 42

vazamentos devido a influência de diversos fatores como tolerâncias no processo de fabricação, rugosidade nas áreas de interface, desgaste do material do selo de vedação e outros.

Na seção 2.4.2 foi apresentado um estudo teórico e experimental sobre uma forma alternativa de selo de vedação, onde o selo é montado com folga na parte inferior do sulco e a pressão das câmaras pressiona o selo contra a base do scroll oposto. A diferença entre as pressões de sucção e descarga foi considerado o fator determinante para a folga obtida, que de forma geral apresentou-se constante exceto quando a diferença entre pressões foi muito pequena. O estudo proposto é considerado como um selo de vedação alternativa para este trabalho.

A Figura 35 ilustra o conceito de montagem do selo de vedação com folga, onde o fluido nas câmaras exerce pressão contra o selo posicionando-o contra a base do scroll oposto. As dimensões foram determinadas para esta aplicação, com espessura de parede de 4 mm. A Figura apresenta dimensões em mm e representação fora de escala.

Figura 35 – Montagem do selo de vedação com folga



Fonte: Autor

### 3.7 BALANCEAMENTO

Uma fonte comum de esforços dinâmicos em máquinas rotativas, responsável pela geração de vibração, é o desbalanceamento provocado pela presença de uma massa excêntrica ou desbalanceada devido a causas inevitáveis como: assimetrias, tolerâncias dimensionais, desvios de forma e de montagem. Qualquer uma destas causas ou uma combinação delas irá impedir a condição ideal de distribuição de massa em torno do eixo de rotação, gerando desbalanceamento. Se a vibração causada por uma massa desbalanceada não for aceitável, ela pode ser eliminada removendo-se a massa excêntrica ou adicionando-se uma massa igual em tal posição que cancele o efeito do desbalanceamento (RAO, 2011).

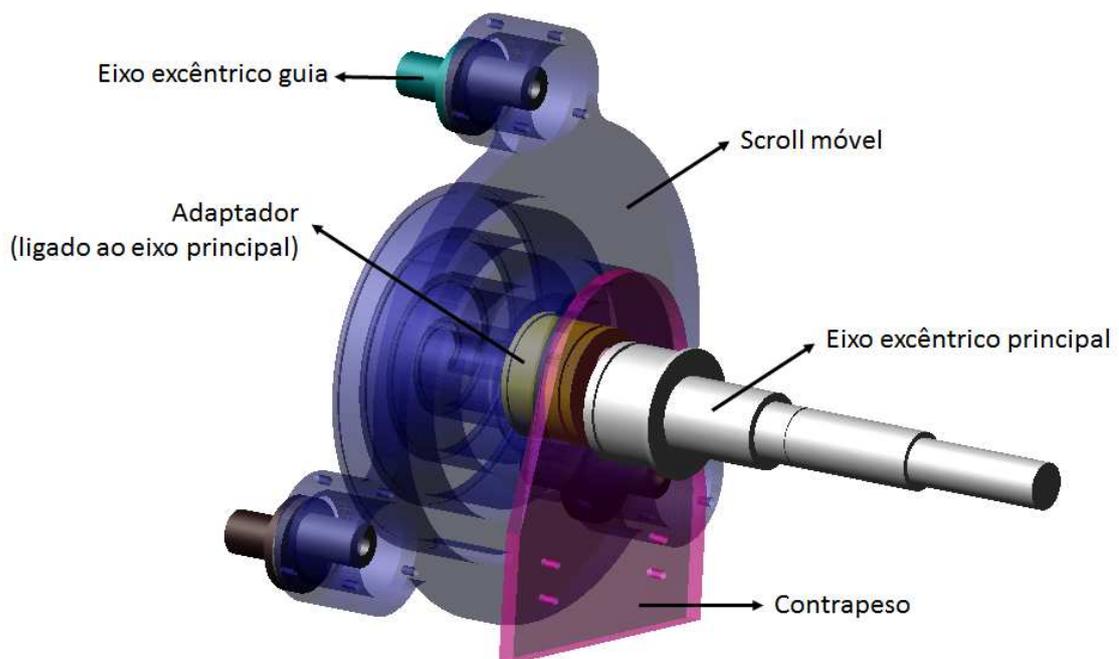
O desbalanceamento pode ser corrigido removendo material ou adicionando um contrapeso posicionado à 180°. Como a magnitude do desbalanceamento não é conhecida, a quantidade de material a ser removido ou adicionado deve ser determinada por tentativa e erro. Este procedimento é chamado de balanceamento de plano único, já que toda a massa está praticamente em um único plano. A quantidade de desbalanceamento pode ser encontrada girando as partes móveis do conjunto a uma velocidade conhecida e medindo as reações nas extremidades do eixo. Se uma massa desbalanceada  $m$  estiver localizada em um raio  $r$  do conjunto, caracterizado por uma velocidade angular  $\omega$ , a força centrífuga  $F$  é dada pela equação 26 (RAO, 2011).

$$F = m.r.\omega^2 \quad (26)$$

onde  $F$  é a força centrífuga,  $m$  é a massa desbalanceada,  $r$  é o raio da órbita e  $\omega$  é a velocidade angular.

No caso particular de máquinas scroll, o momento de inércia varia dependendo da posição angular. O scroll móvel não descreve um movimento de rotação, mas um deslocamento em trajetória circular. Isto torna o scroll móvel um componente naturalmente desbalanceado, tornando necessária a inclusão de um contrapeso mostrado na Figura 36, para reduzir as forças radiais e vibração (amplitude e energia associada).

Figura 36 – Configuração para simulação dinâmica dos componentes móveis do scroll



Neste trabalho, o balanceamento foi realizado utilizando o software Adams®. Este é um software de simulação dinâmica multicorpos, por meio do qual é possível obter a força centrífuga do conjunto e assim, acrescentar uma massa diametralmente oposta, de modo a minimizar a força radial. As partes fixas do conjunto não são consideradas, apenas o sistema de eixos. A Figura 36 mostra as partes móveis do conjunto consideradas no estudo.

Os resultados obtidos são apresentados no apêndice D.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesta seção são apresentados e discutidos os resultados obtidos com a modelagem do ciclo termodinâmico no software EES, para duas temperaturas de condensação, onde a relação de dependência entre o tamanho do expensor scroll e a eficiência térmica do ciclo ORC são consideradas. Os principais parâmetros para definição da geometria das curvas da máquina são descritos e os componentes do ciclo termodinâmico são avaliados brevemente, a fim de determinar sua viabilidade.

### 4.1 CONSIDERAÇÕES SOBRE O DIMENSIONAMENTO DO EXPANSOR PARA O CICLO ORC

O primeiro modelo para caracterização do ORC foi construído no EES com o objetivo de verificar a influência das temperaturas de evaporação e condensação na eficiência térmica do ciclo, na razão de pressão e na vazão volumétrica do expensor. Para que o dimensionamento do expensor resulte em uma condição eficaz de operação, os componentes do ciclo termodinâmico foram analisados brevemente a fim de determinar sua viabilidade. Para isso, alguns parâmetros foram estabelecidos baseados em catálogos e na literatura, como a eficiência da bomba de 70%, a eficiência esperada do expensor de 65%, rotação de trabalho do expensor de 2000 rpm e potência de 1,5 kW.

A Tabela 4 foi obtida utilizando o R245fa como fluido de trabalho, para uma temperatura de condensação de 35 °C e temperatura de evaporação variando de 80 a 125 °C. Esta temperatura de condensação poderia ser obtida com o emprego de trocador de calor tubo-aletado, comumente utilizados em aplicações de ar condicionado. Neste caso, o calor do condensador seria rejeitado para o ar atmosférico, à temperatura ambiente. Desta forma, os parâmetros de operação e desempenho como a eficiência do ciclo, a vazão volumétrica na entrada e razão volumétrica do expensor foram obtidos.

No condensador deve haver um gradiente de temperatura de aproximadamente 10 °C, entre os fluidos quente e frio. Levando em consideração que a temperatura média em São Bernardo do Campo é de 27,3 °C, um trocador de calor tubo-aletado pode ser utilizado nesta configuração. No entanto, para reaproveitamento de calor para fins de aquecimento de água, a temperatura de condensação deve ser mais alta e um trocador casco e tubo ou de placas pode ser conveniente. A Tabela 5 mostra os parâmetros de operação e de desempenho para uma temperatura de condensação de 45 °C.

Tabela 4 – Parâmetros de entrada considerando  $T_{cond} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$  para potência de 1,5 kW

$T_{evap}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$P_{evap}$ (bar)	$\dot{Q}_{evap}$ (kW)	$r_p$	$r_v$	$\dot{m}$ (kg/s)	$V_{su}$ ( $\text{cm}^3/\text{rev}$ )	$\eta_{Carnot}$	$\eta_t$
80	7,91	20,57	3,75	3,95	0,0956	64,97	0,1274	0,0699
85	8,95	19,03	4,24	4,53	0,0871	52,08	0,1396	0,0754
90	10,09	17,78	4,78	5,18	0,0803	42,26	0,1515	0,0804
95	11,34	16,74	5,37	5,91	0,0746	34,65	0,1630	0,0851
100	12,69	15,87	6,02	6,73	0,0699	28,66	0,1742	0,0894
105	14,16	15,13	6,71	7,65	0,0658	23,87	0,1851	0,0934
110	15,74	14,50	7,46	8,69	0,0624	20,01	0,1957	0,0971
115	17,45	13,94	8,27	9,88	0,0594	16,86	0,2061	0,1005
120	19,29	13,46	9,14	11,23	0,0569	14,25	0,2162	0,1035
125	21,27	13,04	10,08	12,78	0,0547	12,08	0,2260	0,1063

Fonte: Autor

Tabela 5 – Parâmetros de entrada considerando  $T_{cond} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$  para potência de 1,5 kW

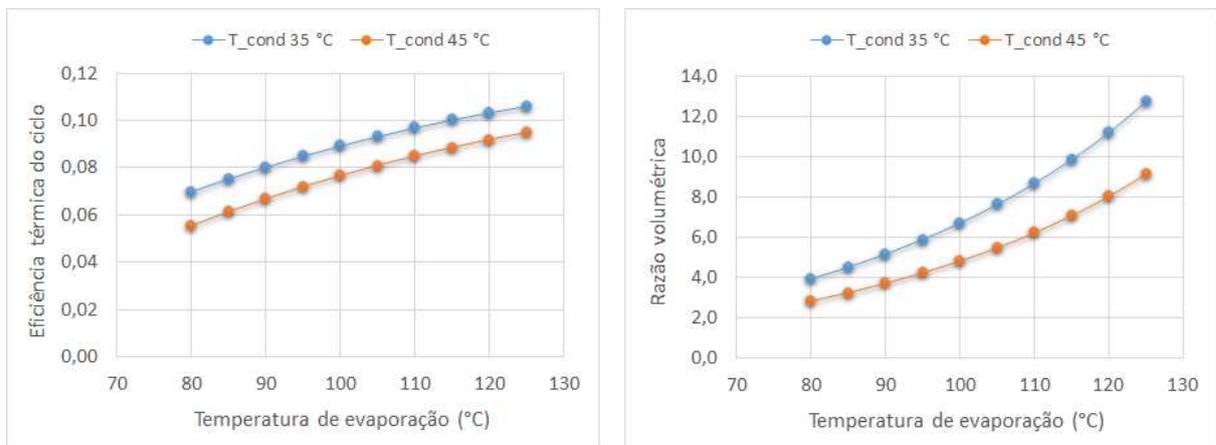
$T_{evap}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$P_{evap}$ (bar)	$\dot{Q}_{evap}$ (kW)	$r_p$	$r_v$	$\dot{m}$ (kg/s)	$V_{su}$ ( $\text{cm}^3/\text{rev}$ )	$\eta_{Carnot}$	$\eta_t$
80	7,91	25,71	2,69	2,84	0,1274	86,65	0,0991	0,0556
85	8,95	23,16	3,05	3,25	0,1130	67,56	0,1117	0,0615
90	10,09	21,19	3,44	3,72	0,1019	53,63	0,1239	0,0669
95	11,34	19,62	3,86	4,24	0,0930	43,19	0,1358	0,0720
100	12,69	18,34	4,32	4,83	0,0858	35,20	0,1474	0,0767
105	14,16	17,28	4,82	5,49	0,0799	28,97	0,1587	0,0810
110	15,74	16,39	5,36	6,25	0,0749	24,03	0,1696	0,0850
115	17,45	15,63	5,95	7,10	0,0707	20,06	0,1803	0,0886
120	19,29	14,98	6,57	8,08	0,0672	16,83	0,1908	0,0919
125	21,27	14,42	7,25	9,19	0,0641	14,17	0,2009	0,0949

Fonte: Autor

Com base nos parâmetros obtidos observa-se que quanto maior a temperatura e consequentemente, a pressão de evaporação maior será a eficiência térmica do ciclo, no entanto outros parâmetros devem ser avaliados para o dimensionamento. Os dados apresentados nas Tabelas 4 e 5 são comparados e apresentados na Figura 37.

Em relação à eficiência térmica do ciclo observa-se que todos os pontos da curva com temperatura de condensação de  $35 \text{ }^\circ\text{C}$  apresentam eficiências superiores à curva com temperatura de condensação de  $45 \text{ }^\circ\text{C}$ , para as mesmas temperaturas de evaporação. Esse comportamento pode ser justificado pelo postulado de Carnot, onde a eficiência da máquina térmica é função das temperaturas das fontes quente e fria, ou seja, quanto maior for a diferença entre essas temperaturas maior será a eficiência da máquina. Para este trabalho, a temperatura de

Figura 37 – Razão volumétrica em função da temperatura de evaporação (à direita) e eficiência térmica do ciclo em função da temperatura de evaporação (à esquerda)



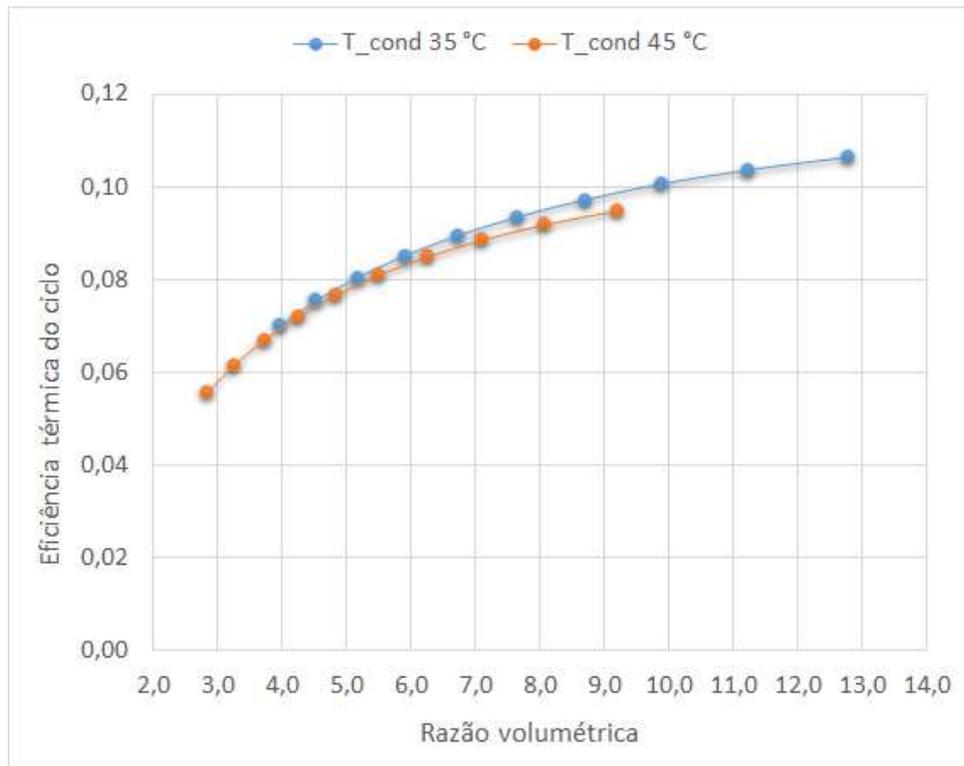
Fonte: Autor

condensação de 35 °C é a menor possível, visto que o calor do condensador pode ser rejeitado para o ar atmosférico, à temperatura ambiente.

No entanto, todos os pontos da curva com temperatura de condensação de 35 °C requerem um expansor scroll com maior razão volumétrica. Na Figura 37 (à direita), se fixada a razão volumétrica igual a 4, observa-se que é necessário uma temperatura de evaporação de 80 °C para a condição onde a temperatura de condensação é de 35 °C e temperatura de evaporação de aproximadamente 93 °C para a condição onde a temperatura de condensação é de 45 °C. Isto mostra que para uma mesma razão volumétrica é necessária temperatura de evaporação mais alta quanto maior for a temperatura de condensação.

É importante destacar que uma vez determinada a razão volumétrica do expansor, o mesmo pode operar com temperatura de evaporação superior àquela determinada no projeto, no entanto como penalidade haverá o fenômeno de sub-expansão, com consequente redução na eficiência isentrópica. A Figura 14 na seção 2.4.1 ilustra a máxima eficiência isentrópica para a razão de pressão para qual o projeto foi desenvolvido, porém quando o equipamento opera acima da razão de pressão ideal a eficiência isentrópica reduz de maneira não significativa. Esse comportamento é contrário quando o equipamento opera abaixo da razão de pressão ideal, apresentando queda abrupta e significativa na eficiência isentrópica. Desta forma, é preferível conduzir o projeto de um expansor com menor razão volumétrica, e consequentemente dimensões menores, para que opere acima da razão de pressão de projeto e sem considerável perda na eficiência isentrópica.

Figura 38 – Eficiência térmica do ciclo em função da razão volumétrica do expansor



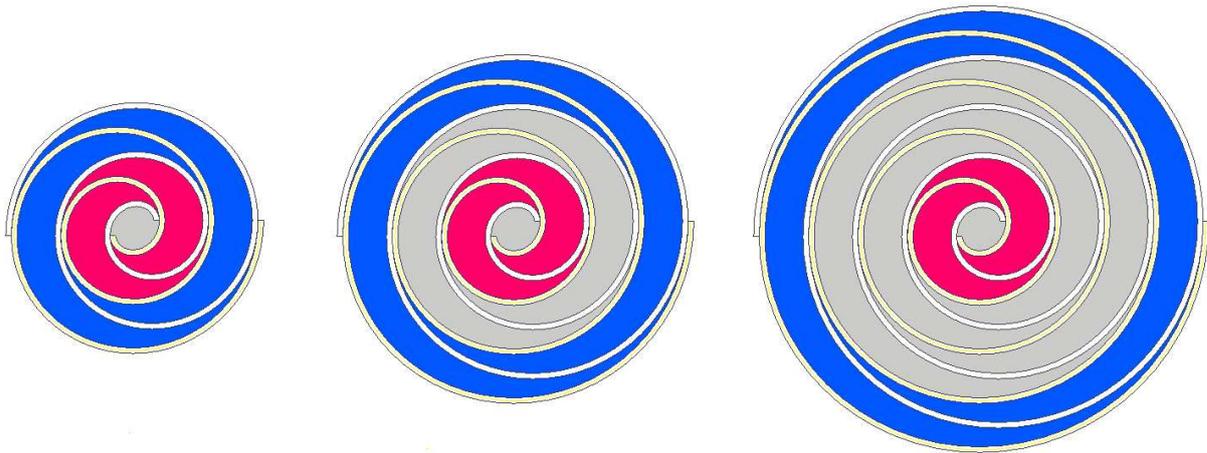
Fonte: Autor

A Figura 38 apresenta um comportamento similar da eficiência térmica do ciclo em função da razão volumétrica, para as curvas com temperatura de condensação de 35 °C e 45 °C. Os pontos da curva com temperatura de condensação de 35 °C apresentam maior razão volumétrica e eficiência térmica, conseqüentemente. No entanto, deve haver uma relação entre a eficiência térmica do ciclo e o tamanho do expansor, sendo necessário uma avaliação aprofundada a fim de constatar quão significativo é o aumento de eficiência. Como há uma relação direta entre a razão volumétrica do expansor e suas dimensões, optou-se por prosseguir o projeto com razão volumétrica de 3,5. Esta escolha foi feita tendo em vista que, é preferível ocorrer sub-expansão do que sobre-expansão, como mostram os resultados da literatura. Em uma análise geral, utilizando uma temperatura de condensação de 35 °C, a eficiência térmica do ciclo é 0,62% superior e requer uma máquina com volume 25,5% maior, comparada à temperatura de condensação de 45 °C.

A razão volumétrica e o comprimento da curva evolvente estão diretamente relacionadas ao parâmetro  $\varphi_{max}$ , presente nas equações 23 e 24. Sendo a razão volumétrica definida pela relação entre os volumes das câmaras de descarga e as câmaras de sucção, observa-se que a área da câmara de descarga expande à medida que o comprimento da curva evolvente aumenta. A

Figura 40 apresenta 3 pares de curvas evolventes com diferentes razões volumétricas e respectivo parâmetro  $\varphi_{max}$ . A área em azul representa as câmaras de descarga e a área em vermelho as câmaras de sucção.

Figura 39 – Influência do parâmetro  $\varphi_{max}$  sobre o comprimento da curva evolvente e sobre a razão volumétrica do expensor scroll, quando  $\varphi_{es}$  e  $\varphi_{is}$  são iguais a  $\pi/2$  da esquerda para a direita  $\varphi_{max} = 11/(2\pi)$  e  $r_v = 2$ ;  $\varphi_{max} = 15/(2\pi)$  e  $r_v = 3$ ;  $\varphi_{max} = 17/(2\pi)$  e  $r_v = 4$



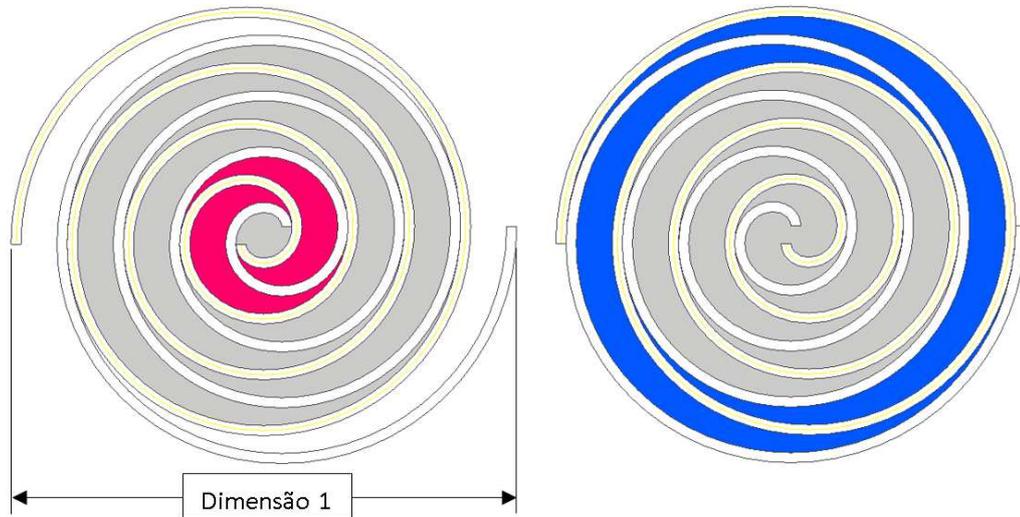
Fonte: Autor

Os volumes das câmaras de sucção e de descarga podem ser obtidos com um programa de CAD. Para razões volumétricas não inteiras, como por exemplo 3,5, a obtenção das áreas devem ser realizadas em duas etapas. Na Figura 40 (à esquerda) variando o ângulo  $\theta$  que define a posição do scroll móvel, obtém-se as áreas das câmaras de sucção (em vermelho) e das câmaras de descarga em azul (à direita).

Como abordado na seção 2.4.2, a diminuição da altura da parede melhora o desempenho (mantendo os volumes de sucção e de descarga), uma vez que diminui a deformação das paredes e, conseqüentemente, diminui o vazamento interno. A Tabela 6 apresenta diferentes alturas das paredes variando o raio do círculo base  $r_b$ , de forma que para todas as combinações o volume nas câmaras de sucção se mantém constante. A razão volumétrica considerada foi de 3,5 e a coluna denominada "Dimensão 1" refere-se à dimensão externa da curva apresentada na Figura 40, para diferentes ângulos iniciais da evolvente externa  $\varphi_{e0}$ .

No trabalho realizado por Fanti, Donato e Mello (2016) foi construído um protótipo do expensor scroll com razão volumétrica de 3, altura das paredes de 40 mm, pressão absoluta na entrada de 4 bar, temperatura ambiente, volume das câmaras de sucção de  $75 \text{ cm}^3/\text{rev}$  e dimensão 1 de 172,9 mm, operando com ar comprimido. Para fins comparativos, o presente trabalho propõe um protótipo do expensor scroll com razão volumétrica de 3,5, altura de 30

Figura 40 – Obtenção dos volumes das câmaras de sucção e de descarga para  $r_v = 3,5$



Fonte: Autor

Tabela 6 – Parâmetros geométricos para  $V_{su}=20,06 \text{ cm}^3/\text{rev}$  constante

Altura (mm)	$r_b$ (mm)	Dimensão 1 (mm)
20	$17/(2\pi)$	151,12
25	$16/(2\pi)$	143,76
30	$15/(2\pi)$	135,45
35	$14/(2\pi)$	129,07
40	$13/(2\pi)$	123,99

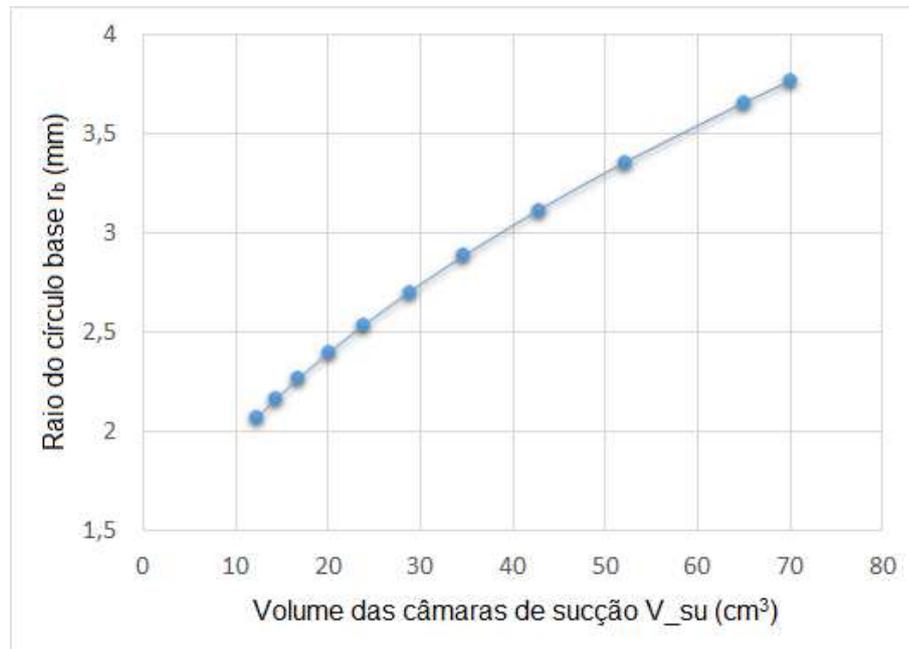
Fonte: Autor

mm, pressão de 9,57 bar, volume das câmaras de sucção de  $20,06 \text{ cm}^3/\text{rev}$  e dimensão 1 de 135,45 mm, operando com fluido orgânico R245fa. Os parâmetros de operação são obtidos da Tabela 5 e um volume das câmaras de sucção menor é adotado, a fim de que o expansor seja compacto. Neste caso, o expansor é projetado para trabalhar acima da razão de pressão ideal, onde uma eficiência isentrópica levemente inferior é esperada.

A Figura 41 apresenta a variação do volume das câmaras de sucção  $V_{su}$  em função do aumento do raio do círculo base  $r_b$  para altura das paredes igual a 30 mm, sendo este o principal fator na determinação do parâmetro  $V_{su}$  e do tamanho do expansor, conseqüentemente.

O protótipo do expansor scroll proposto foi dimensionado para temperaturas de evaporação e condensação de  $87,8 \text{ }^\circ\text{C}$  e  $45 \text{ }^\circ\text{C}$ , respectivamente. Para temperaturas de evaporação maiores, espera-se um aumento da razão de pressão, com pequena redução na eficiência isentrópica devido à sub-expansão. Os principais parâmetros utilizados na obtenção das curvas estão sumarizados na Tabela 7, estes foram obtidos por meio das equações mostradas na seção 3.1.

Figura 41 – Variação do volume das câmaras de sucção



Fonte: Autor

Tabela 7 – Parâmetros de definição da geometria scroll

Parâmetro	Símbolo	Valor
Raio do círculo base	$r_b$	$15/(2\pi)$ mm
Raio de orbitação	$r_o$	3,5 mm
Espessura da parede do scroll	$e$	4 mm
Ângulo inicial da evolvente externa	$\varphi_{e0}$	$-e/(2r_b)$
Ângulo inicial da evolvente interna	$\varphi_{i0}$	$e/(2r_b)$
Ângulo inicial real da evolvente externa	$\varphi_{es}$	$\pi/2$
Ângulo inicial real da evolvente interna	$\varphi_{is}$	$\pi/2$
Ângulo máximo da evolvente	$\varphi_{max}$	$17/(2\pi)$

Fonte: Autor

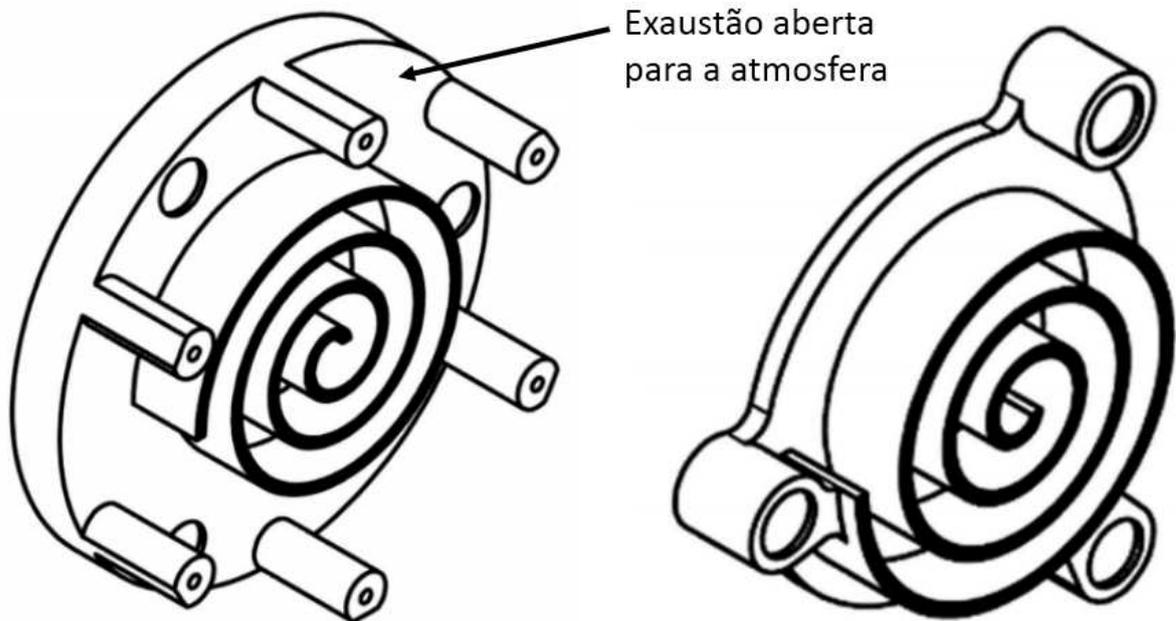
## 4.2 CONSIDERAÇÕES SOBRE O NOVO PROTÓTIPO

Nesta seção, o novo protótipo proposto a partir da metodologia é apresentado e comparado com o estudo anterior, avaliado por Fanti (2017).

A Figura 42 apresenta as principais peças do protótipo construído por Fanti (2017). O expansor foi concebido com razão volumétrica igual a 3, altura das paredes de 40 mm e volume total das câmaras de admissão igual a 75 cm<sup>3</sup>/rev. O equipamento testado experimentalmente apresentou eficiência isentrópica máxima de 52,2%, produzindo 1600 W de potência a uma rotação de 2600 rpm a partir do suprimento de ar comprimido com 4,2 bar de pressão absoluta

e temperatura ambiente. A Figura 42 permite verificar que a exaustão deste expensor é aberta para a atmosfera, tornando-o inadequado para aplicações ORC.

Figura 42 – Componentes protótipo para scroll fixo (à esquerda) e scroll móvel (à direita), utilizando ar comprimido como fluido de trabalho



Fonte: Autor “adaptado de” Fanti, 2017, p. 42

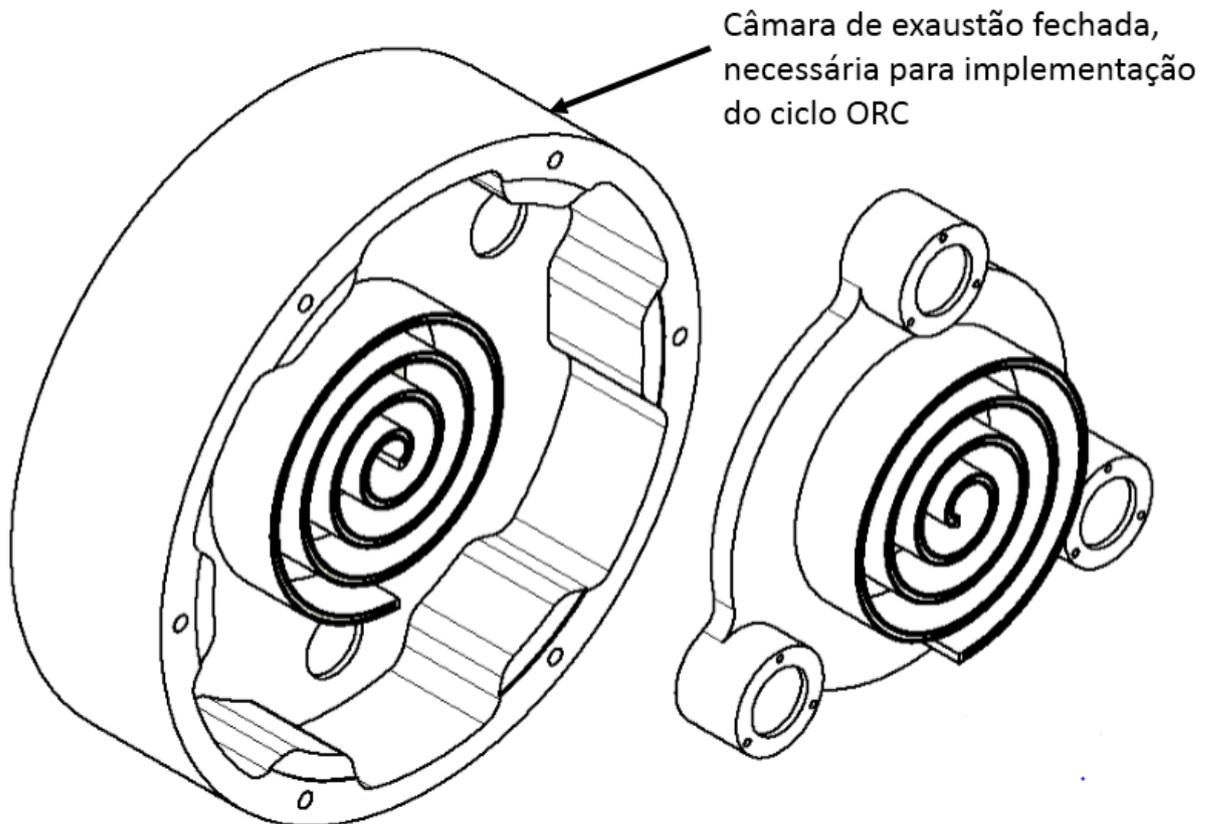
A Figura 43 apresenta as peças principais do novo protótipo utilizando a metodologia apresentada neste trabalho.

O expensor é especificado para razão volumétrica de 3,5, altura das paredes de 30 mm e volume total das câmaras de admissão igual a  $20,06 \text{ cm}^3/\text{rev}$ . A configuração geométrica fechada tem por objetivo a operação com fluido orgânico R245fa. Comparando a Figura 42 com a Figura 43 verifica-se que o novo protótipo tem sua exaustão confinada, característica necessária para evitar o vazamento do fluido refrigerante para a atmosfera. A eficiência isentrópica desejada é de 65%, produzindo 1,5 kW de potência a uma rotação de 2000 rpm.

A Figura 44 mostra a carcaça ou contra-peça do scroll fixo utilizada no primeiro protótipo apresentado por Fanti (2017), na vista externa à esquerda observa-se que a carcaça é parafusada ao scroll fixo e um mancal é parafusado à carcaça, conforme vista à direita.

O desenho em corte da montagem do novo expensor scroll é apresentado na Figura 45. A carcaça utilizada é fixada por parafusos ao scroll fixo, no entanto dispensa a fixação interna do mancal que é integrado em uma peça única. Na parte direita do conjunto optou-se por um acoplamento magnético da marca DST, modelo DST 75/20, designado para torque de 20 Nm. Basicamente, o conjunto é composto por dois ímãs permanentes, um deles fixado

Figura 43 – Componentes protótipo propostos para scroll fixo (à esquerda) e scroll móvel (à direita), utilizando R245fa como fluido de trabalho



Fonte: Autor

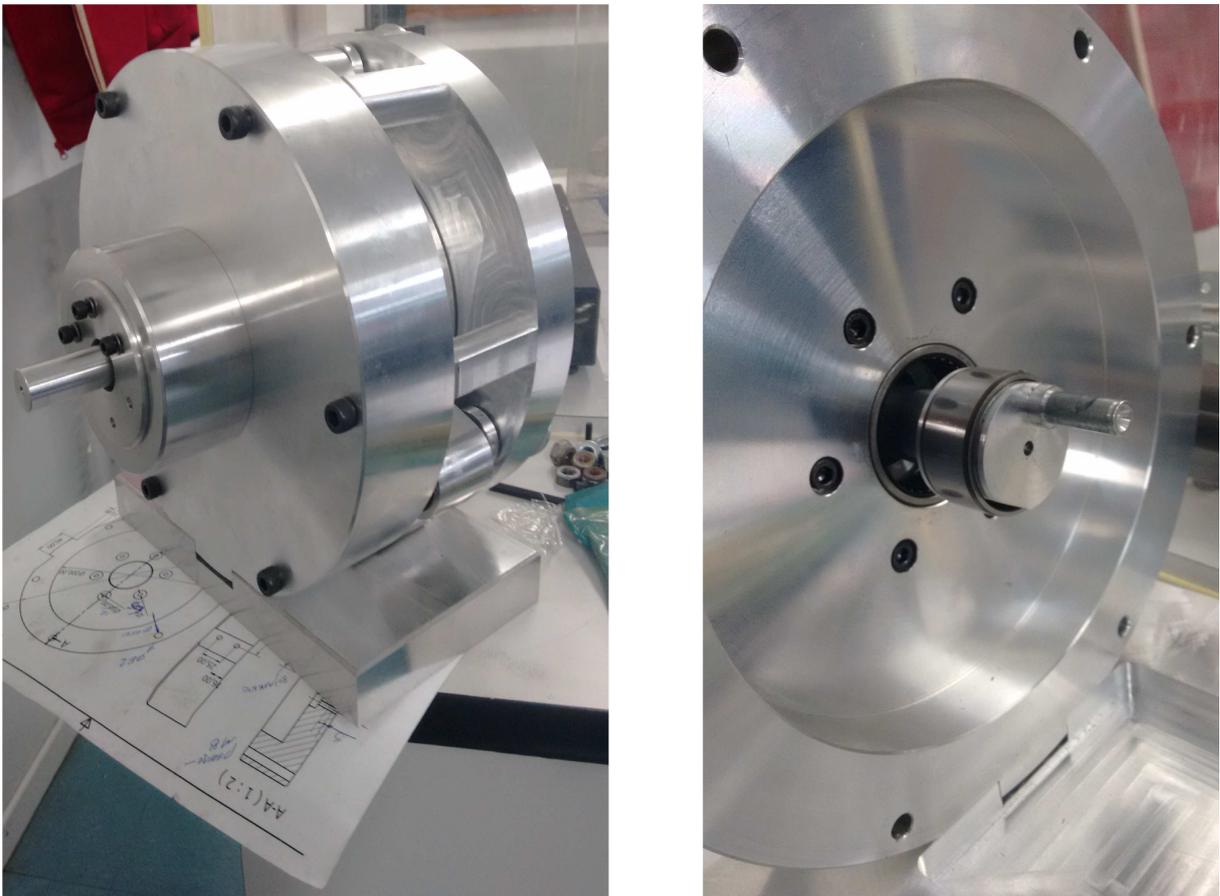
ao eixo principal e o outro externo à proteção metálica fixada à carcaça. No ímã permanente externo, é fixado um adaptador cuja função é transmitir o torque para um transdutor de torque. O uso de acoplamento magnético é recomendado para aplicações onde o fluido não possa ter contato com o ambiente, eliminando problemas causados por vazamentos através do eixo de acionamento (eixo principal) e reduzindo perdas de torque por atrito, provocadas pelo uso de gaxetas de borracha para a vedação.

Embora as questões relacionadas à construção do novo protótipo tenham sido definidas, a fabricação e os testes de desempenho não puderam ser concluídos até o término do trabalho.

#### 4.3 CONSIDERAÇÕES SOBRE O USO DO EXPANSOR SCROLL COM OUTROS FLUIDOS

Nesta seção é discutido o desempenho previsto utilizando outros fluidos. O objetivo desta análise é avaliar o desempenho esperado do expansor dimensionado quando for testado

Figura 44 – Detalhe de fixação da carcaça externo (à esquerda) e interno (à direita), utilizada no primeiro protótipo de expensor scroll



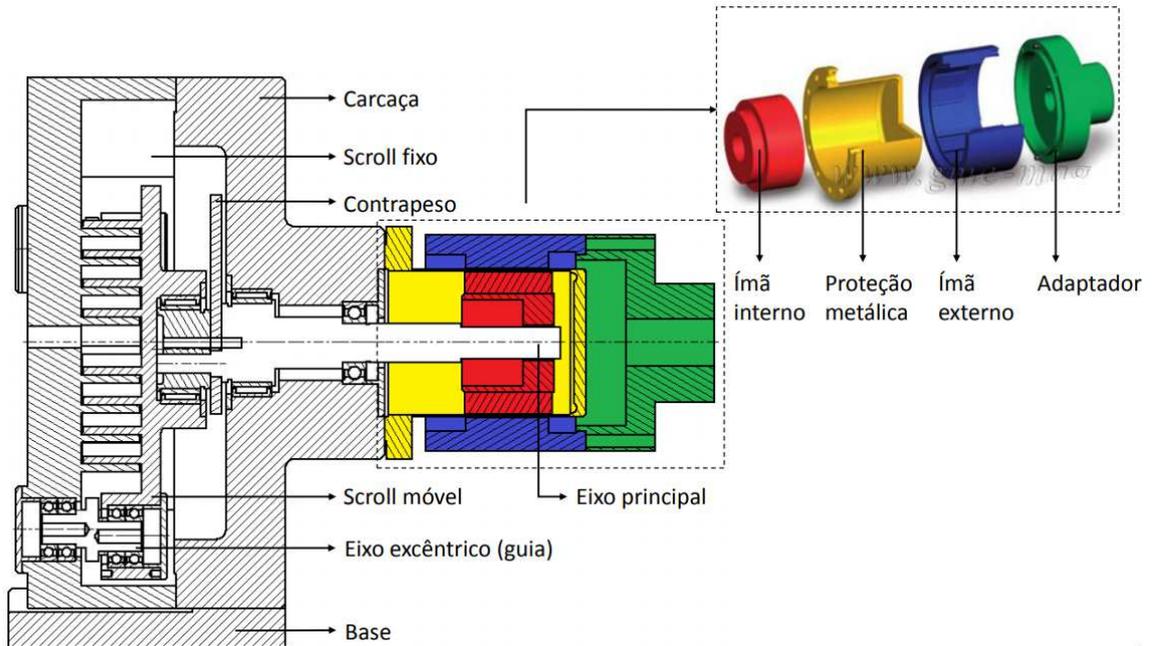
Fonte: Autor

com outros fluidos, no que diz respeito à potência gerada, eficiência isentrópica e fator de preenchimento. Para tanto, utilizou-se o modelo semiempírico proposto por Lemort et al. (2009).

O apêndice B mostra o equacionamento do modelo semiempírico implementado no EES, onde os dados de entrada são o tipo de fluido, a temperatura de condensação e o fator de preenchimento, uma vez que as condições de projeto do expensor são definidas. O apêndice C apresenta um equacionamento similar, no entanto específico para ar.

O teste experimental é recomendado para a validação final do expensor, uma vez que a determinação das folgas e dos vazamentos internos são de difícil previsão devido aos processos de fabricação utilizados. No teste experimental são obtidas as curvas de potência, eficiência isentrópica e fator de preenchimento. Tanto a eficiência isentrópica quanto o fator de preenchimento são influenciados por vazamentos internos. Com base nos trabalhos anteriores realizados pelo grupo de pesquisa, os fatores de preenchimento esperados estarão entre 1,5 e 2,0 com rotação variando de 2000 a 3000 rpm.

Figura 45 – Vista em corte do expansor scroll



Fonte: Autor

A Tabela 8 apresenta uma estimativa de desempenho para o protótipo do expansor operando com o fluido de trabalho de projeto R245fa e temperatura de condensação de 45 °C para potência de 1,5 kW, considerando diferentes fatores de preenchimento. O fator igual a 2 foi obtido no primeiro protótipo citado por Romao (2017), no entanto é esperado redução do fator de preenchimento devido à ajustes no processo de fabricação e melhorias nos selos de vedação.

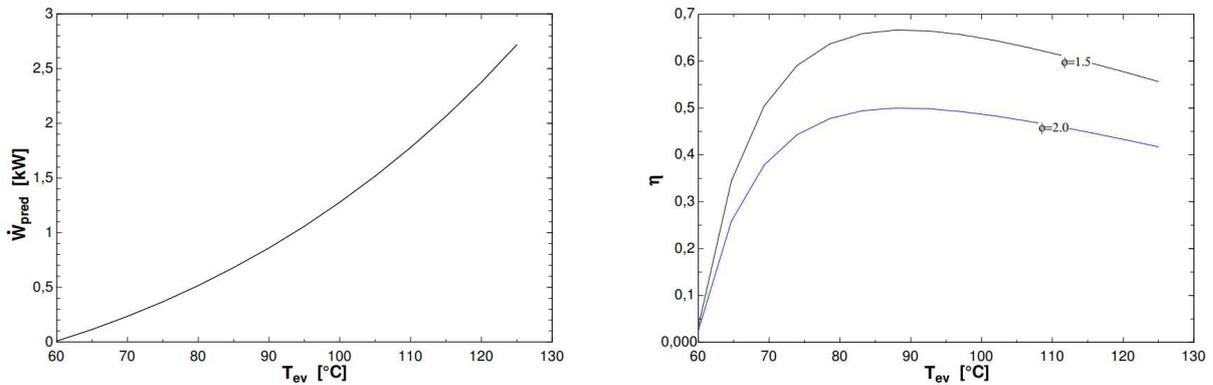
Tabela 8 – Previsão do desempenho do protótipo com R245fa

$T_{evap}(^{\circ}\text{C})$	$\dot{W}(\text{kW})$	$\eta_{\phi=1,5}$	$\eta_{\phi=2,0}$
60	0,007	0,03	0,03
65	0,115	0,36	0,27
70	0,234	0,52	0,39
75	0,368	0,60	0,45
80	0,516	0,65	0,48
85	0,680	0,66	0,50
90	0,860	0,67	0,50
95	1,059	0,66	0,50
100	1,277	0,65	0,49
105	1,517	0,63	0,48
110	1,778	0,62	0,46
115	2,064	0,60	0,45
120	2,376	0,58	0,43
125	2,718	0,56	0,42

Fonte: Autor

A Figura 46 ilustra os dados da Tabela 8, comparando o desempenho do expansor utilizando R245fa e com diferentes fatores de preenchimento.

Figura 46 – Comparação do desempenho do expansor utilizando R245fa para diferentes fatores de preenchimento, potência gerada (à esquerda) e eficiência (à direita) em função da temperatura de evaporação



Fonte: Autor

A temperatura de evaporação variou de 60 °C a 125 °C, abaixo da temperatura crítica do fluido. A potência gerada é a mesma para ambos os fatores de preenchimento, no entanto a eficiência isentrópica é maior para o menor fator de preenchimento avaliado, em acordo com o modelo semiempírico e avaliações experimentais disponíveis na literatura. No gráfico da eficiência isentrópica (à direita) observa-se que o ponto de maior eficiência isentrópica foi aquele determinado no dimensionamento e que a inclinação abrupta da curva à esquerda representa o fenômeno de sobre-expansão, provocando queda significativa na eficiência isentrópica.

A Tabela 9 apresenta uma estimativa de desempenho para o protótipo do expansor operando com o fluido de trabalho R134a e temperatura de condensação de 45 °C para potência de 1,5 kW, considerando diferentes fatores de preenchimento. A temperatura de evaporação foi ajustada de acordo com as propriedades do fluido, variando de 65 °C a 90 °C, abaixo da temperatura crítica do fluido.

A Figura 47 ilustra os dados da Tabela 9, comparando o desempenho do expansor utilizando R134a e com diferentes fatores de preenchimento.

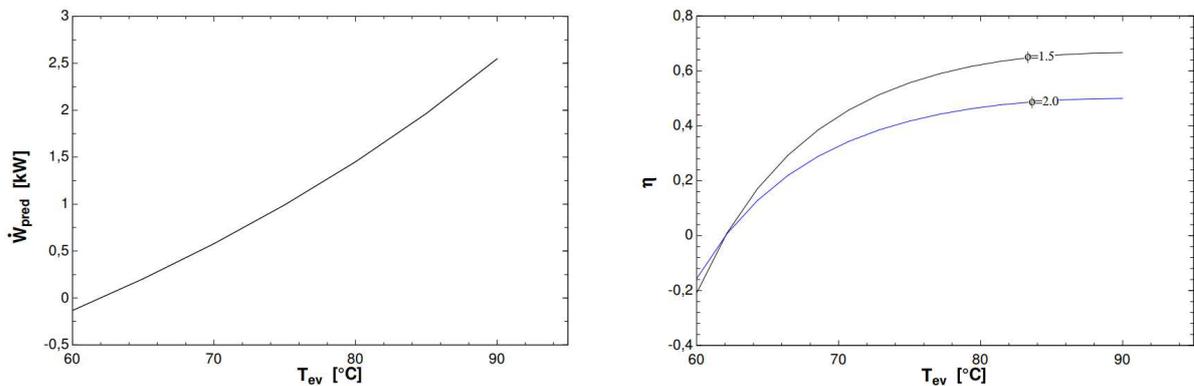
Atualmente, o R134a é amplamente utilizado e há diversos trabalhos da literatura que reportam a utilização deste fluido em ciclo ORC. Na comparação, o R134a apresentou a maior potência gerada, enquanto a eficiência isentrópica foi igual ou maior com o R245fa, para a mesma temperatura de evaporação. O comportamento das curvas de potência e eficiência para diferentes fatores de preenchimento foi similar ao R245fa, comentado anteriormente.

Tabela 9 – Previsão do desempenho do protótipo com R134a

$T_{evap}(^{\circ}\text{C})$	$\dot{W}$ (kW)	$\eta_{\phi=1,5}$	$\eta_{\phi=2,0}$
65	0,204	0,22	0,16
70	0,578	0,44	0,33
75	0,992	0,56	0,42
80	1,452	0,62	0,47
85	1,967	0,66	0,49
90	2,547	0,67	0,50
95	3,221	0,66	0,49

Fonte: Autor

Figura 47 – Comparação do desempenho do expansor utilizando R134a para diferentes fatores de preenchimento, potência gerada (à esquerda) e eficiência (à direita) em função da temperatura de evaporação



Fonte: Autor

Uma análise similar é realizada utilizando ar como fluido de trabalho com o modelo apresentado no apêndice C. A Tabela 10 apresenta uma estimativa de desempenho para o protótipo do expansor operando com ar comprimido como fluido de trabalho, com pressão de exaustão igual a pressão atmosférica, considerando diferentes rotações e fatores de preenchimento.

O fator de preenchimento não é conhecido enquanto resultados experimentais não estiverem disponíveis. Portanto, as estimativas de eficiência isentrópica mostradas na Tabela serão fortemente dependentes das condições construtivas (folgas internas) e também da rotação. Como mostrado na revisão da literatura, a influência dos vazamentos internos sobre a eficiência isentrópica aumenta com a redução da rotação do expansor.

A Figura 48 ilustra os dados da Tabela 10, comparando o desempenho do expansor utilizando ar comprimido como fluido de trabalho com diferentes fatores de preenchimento, onde  $P_{ex} = P_{atm}$  para potência de 1,5 kW. Os resultados obtidos na avaliação do desempenho do expansor operando com ar apresentaram boa concordância com aqueles encontrados na literatura.

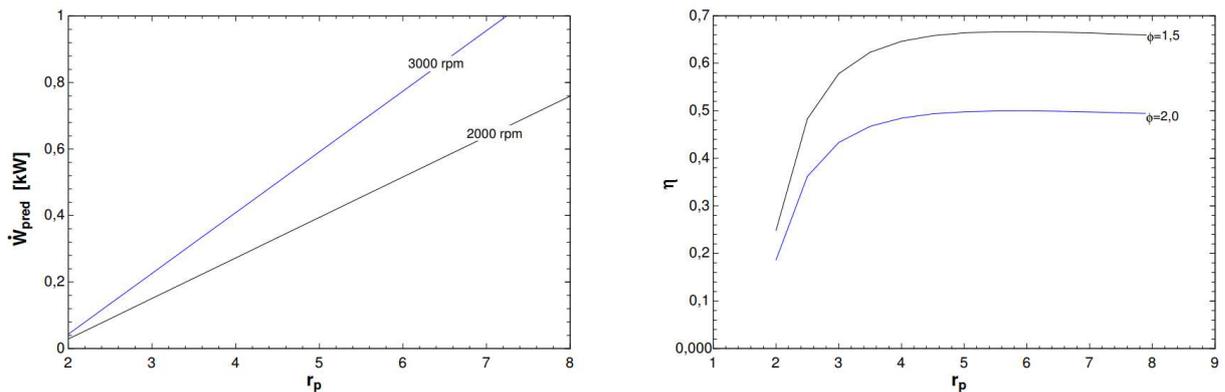
tura. A potência gerada aumenta significativamente com o aumento da rotação. Pode-se afirmar que a influência do fator de preenchimento é muito significativa para a eficiência isentrópica do expensor.

Tabela 10 – Previsão do desempenho do protótipo com ar

$r_p$	$P_{su}$ (bar)	$\dot{W}_{2000rpm}$ (kW)	$\dot{W}_{3000rpm}$ (kW)	$\eta_{\phi=1,5}$	$\eta_{\phi=2,0}$
2,0	1,84	0,029	0,043	0,25	0,19
2,5	2,30	0,090	0,135	0,48	0,36
3,0	2,77	0,151	0,226	0,58	0,43
3,5	3,23	0,212	0,317	0,62	0,47
4,0	3,69	0,272	0,409	0,65	0,48
4,5	4,15	0,333	0,499	0,66	0,49
5,0	4,61	0,394	0,591	0,66	0,50
5,5	5,07	0,455	0,683	0,67	0,50
6,0	5,53	0,516	0,774	0,67	0,50
6,5	5,99	0,577	0,865	0,67	0,50
7,0	6,45	0,638	0,956	0,66	0,50
7,5	6,91	0,698	1,047	0,66	0,50
8,0	7,37	0,759	1,139	0,66	0,49

Fonte: Autor

Figura 48 – Comparação do desempenho do expensor utilizando ar comprimido para diferentes fatores de preenchimento, potência gerada para diferentes rotações (à esquerda) e eficiência (à direita) em função da temperatura de evaporação



Fonte: Autor

## 5 CONCLUSÕES

O presente trabalho teve como objetivo apresentar uma metodologia para o dimensionamento de um expensor scroll operando em um Ciclo Rankine Orgânico. O ciclo termodinâmico ORC foi considerado como parte da análise, com o intuito de verificar possíveis condições de operação e identificar a influência dos principais parâmetros. Dessa forma, pode ser utilizado como um procedimento guia para trabalhos futuros, onde, uma vez conhecidas as condições de operação e determinada a potência desejada, é possível seguir a metodologia para dimensionar um expensor scroll e prever seu desempenho.

As etapas para o dimensionamento foram determinadas a partir do estudo de trabalhos anteriores, numéricos e experimentais. Esses trabalhos foram compilados e discutidos, a fim de identificar os fatores mais relevantes que devem ser considerados durante o dimensionamento do expensor scroll. São eles: determinação do fluido de trabalho, determinação dos principais componentes a serem utilizados no ciclo termodinâmico, balanço de energia dos componentes, determinação dos parâmetros na definição das curvas evolventes, determinação das vedações a serem utilizadas e balanceamento do conjunto.

Primeiramente, uma análise dos tipos de fluido foi realizada, identificando aqueles não recomendáveis. Dentre os fluidos que satisfazem os critérios de segurança, e que segundo artigos recentes vêm apresentando o melhor desempenho versus tamanho do equipamento, o R245fa se destaca e foi o fluido orgânico escolhido.

Em seguida, de acordo com as etapas definidas, parâmetros operacionais foram estabelecidos para dimensionar um novo protótipo de expensor scroll, como a rotação de trabalho do expensor de 2000 rpm, potência de 1,5 kW e eficiência esperada de 65%. A partir desses parâmetros foi verificada a influência da temperatura de evaporação e de condensação na eficiência térmica do ciclo e na razão volumétrica do expensor, diretamente relacionada ao tamanho do equipamento.

O novo protótipo do expensor scroll proposto foi dimensionado para razão volumétrica de 3,5, altura de parede de 30 mm e volume das câmaras de sucção de 20,06 cm<sup>3</sup>/rev. Nesta configuração, o expensor pode ser considerado como compacto, pois na maior parte das condições de operação a razão volumétrica é superior a este valor. Desta forma, o dimensionamento teve como objetivo um equipamento com menores dimensões e conseqüentemente, menores custos, onde para temperaturas de evaporação maiores, espera-se um aumento da razão de pressão, com pequena redução na eficiência isentrópica devido à sub-expansão.

As simulações realizadas no EES para o protótipo operando com o R245fa como fluido de trabalho comprovaram o apresentado pela literatura referente aos fenômenos de sub-expansão e sobre expansão, onde a maior eficiência foi obtida para a razão de pressão ideal determinada no dimensionamento. Observou-se uma queda abrupta de eficiência isentrópica quando o expensor opera abaixo da razão de pressão ideal (sobre expansão). Quando o mesmo opera acima da razão de pressão ideal (sub-expansão), a eficiência isentrópica reduz de maneira suave, sendo assim é preferível conduzir o projeto de um expensor scroll com razão volumétrica menor e operando com temperatura de evaporação superior àquela determinada no projeto, sem que haja considerável perda na eficiência isentrópica.

O novo protótipo tem sua exaustão confinada, com o objetivo de evitar vazamentos de fluido orgânico para a atmosfera. Por essa razão, sugere-se o uso de acoplamento magnético, eliminando vazamentos através do eixo de acionamento (eixo principal) e reduzindo perdas de torque por atrito, provocadas pelo uso de gaxetas de borracha para vedação.

Um equacionamento no EES foi realizado com o objetivo de avaliar o desempenho esperado do expensor dimensionado, quando o mesmo for testado com outros fluidos, no que diz respeito à potência gerada e à eficiência isentrópica. Com base nos trabalhos anteriores realizados pelo grupo de pesquisa, os fatores de preenchimento esperados estarão entre 1,5 e 2,0 com rotação variando de 2000 a 3000 rpm. Com esses dados, uma análise do novo protótipo foi realizada, operando com R134a e ar comprimido.

Na comparação entre os fluidos, o R134a apresentou maior potência, enquanto a eficiência isentrópica foi igual ou maior com o R245fa, para a mesma temperatura de evaporação. A eficiência isentrópica foi maior para o menor fator de preenchimento avaliado de 1,5, em acordo com a literatura. Os resultados obtidos para avaliar o desempenho do expensor operando com ar apresentaram boa concordância com aqueles encontrados na literatura. A potência gerada aumentou significativamente com o aumento da rotação. Para a eficiência isentrópica pode-se afirmar que o fator de preenchimento é muito significativo.

O teste experimental é recomendado para a validação final do expensor, uma vez que a determinação das folgas e dos vazamentos internos são de difícil previsão devido aos processos de fabricação utilizados. No teste experimental as curvas de potência, eficiência isentrópica e fator de preenchimento podem ser obtidos. O teste de validação experimental não foi considerado neste trabalho e poderá ser considerado em trabalhos futuros, assim como testes experimentais utilizando diferentes conceitos de vedação.

## REFERÊNCIAS

AOUN, B.; CLODIC, D. F. Theoretical and experimental study of an oil-free scroll vapor expander. In: **Proceedings of the International Compressor Engineering Conference**. [S.l.: s.n.], 2008. p. 1–8.

BELL, I. H. et al. Optimization of a scroll compressor for liquid flooding. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 35, n. 7, p. 1901–1913, 2012. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700712001818>>. Acesso em: 4 abr. 2018.

BHUIYAN, F.; YAZDANI, A. Energy storage technologies for grid-connected and off-grid power system applications. **IEEE Electrical Power and Energy Conference, EPEC**, p. 303–310, 2012.

BIN, P. et al. Recent advances on the oil-free scroll compressor. **Recent patents on Mechanical Engineering**, Bentham Science, v. 9, 2016.

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. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700708002314>>. Acesso em: 7 ago. 2018.

CHANG, J.-C. et al. Experimental study on low-temperature organic rankine cycle utilizing scroll type expander. **Applied Energy**, Elsevier, v. 155, p. 150–159, 2015. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261915007576>>. Acesso em: 15 jun. 2018.

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.

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. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544213003034>>. Acesso em: 6 mar. 2018.

DESIDERI, A. et al. Experimental comparison of organic fluids for low temperature orc (organic rankine cycle) systems for waste heat recovery applications. **Energy**, Elsevier, v. 97, p. 460–469, 2016. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544215016540>>. Acesso em: 1 mar. 2018.

FANTI, G. R. **Avaliação Experimental da Eficiência Isentrópica de um Expansor do Tipo Scroll**. 2017. Dissertação de mestrado em Engenharia Mecânica, Centro Universitário FEI, São Bernardo do Campo, São Paulo, Brasil.

- FANTI, G. R.; DONATO, G. H. B.; MELLO, P. E. B. de. A novel scroll expander for flank leakage investigation: preliminary tests. In: **Proceedings of the 29th International Conference on Efficiency, Cost, Optimisation, Simulation and Environmental Impact of Energy System**. [S.l.: s.n.], 2016.
- FUKUTA, M. et al. Seal mechanism of tip seal in scroll compressor. In: **Proceedings of International Compressor Engineering Conference**. [S.l.: s.n.], 2014. p. (Paper 2292).
- GEORGES, E. et al. Design of a small-scale organic rankine cycle engine used in a solar power plant. **International Journal of Low-Carbon Technologies**, Oxford University Press, v. 8, n. 1, p. i34–i41, 2013.
- 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. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890414005330>>. Acesso em: 19 abr. 2018.
- JANNELLI, E. et al. A small-scale caes (compressed air energy storage) system for stand-alone renewable energy power plant for a radio base station: A sizing-design methodology. **Applied Energy**, Elsevier, v. 78, n. 15, p. 313–322, 2014.
- LAKEW, A. A.; BOLLAND, O. Working fluids for low-temperature heat source. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 30, n. 10, p. 1262–1268, 2010. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431110000682>>. Acesso em: 12 jun. 2018.
- LEE, B. C. et al. A study on the leakage characteristics of tip seal mechanism in the scroll compressor. In: **Proceedings of International Compressor Engineering Conference**. [S.l.: s.n.], 2002. p. (Paper 1586).
- 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. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431109001173>>. Acesso em: 15 mai. 2018.
- LIU, Y.; HUNG, C.; CHANG, Y. Study on involute of circle with variable radii in a scroll compressor. **Mechanism and Machine Theory**, Elsevier, v. 45, n. 11, p. 1520–1536, 2010.
- LUO, X. et al. Overview of current development in electrical energy storage technologies and the application potential in power system operation. **Applied Energy**, Elsevier, v. 137, p. 511–536, 2015. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261914010290>>. Acesso em: 18 mai. 2018.
- MENDOZA, L. C.; LEMOFOUET, S.; SCHIFFMANN, J. Testing and modelling of a novel oil-free co-rotating scroll machine with water injection. **Applied Energy**, Elsevier, v. 185, p. 201—213, 2017.

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. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431114004451>>. Acesso em: 20 fev. 2018.

MINEA, V. Power generation with orc machines using low-grade waste heat or renewable energy. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 69, n. 1–2, p. 143–154, 2014.

MORINI, M. et al. Analysis of a scroll machine for micro orc applications by means of a re/cfd methodology. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 80, p. 132–140, 2015.

OLIVEIRA, F. V. d.; SILVA, F. M.; MELLO, P. E. B. d. Pressure ratio influence over the performance of a scroll expander. In: **24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering**. Curitiba, PR, Brazil: [s.n.], 2017. p. 232.

ORALLI, E.; DINCER, I.; ZAMFIRESCU, C. A study on scroll compressor conversion into expander for rankine cycles. **International Journal of Low-Carbon Technologies**, v. 6, n. 3, p. 200–206, 2011.

QUOILIN, S. et al. Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery organic rankine cycles. **Applied Energy**, Elsevier, v. 88, p. 2183–2190, 2011.

\_\_\_\_\_. Techno-economic survey of organic rankine cycle (orc) systems. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Elsevier, v. 22, p. 168–186, 2013. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032113000592>>. Acesso em: 19 fev. 2018.

\_\_\_\_\_. Thermo-economic optimization of waste heat recovery organic rankine cycles. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 31, p. 2885–2893, 2011.

\_\_\_\_\_. Performance and design optimization of a low-cost solar organic rankine cycle for remote power generation. **Solar Energy**, Elsevier, v. 85, n. 5, p. 955–966, 2011.

RAO, S. S. **Mechanical Vibrations**. São Paulo: Pearson, 2011. v. 5th Edition.

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.

ROMAO, D. A. **Análise experimental dos efeitos dos vazamentos internos no desempenho de um expansor tipo scroll**. 2017. Dissertação de mestrado em Engenharia Mecânica, Centro Universitário FEI, São Bernardo do Campo, São Paulo, Brasil.

SAITOH, T.; YAMADA, N.; WAKASHIMA, S. Solar rankine cycle system using scroll expander. **Journal of Environment and Engineering**, The Japan Society of Mechanical Engineers, v. 2, n. 4, p. 708–719, 2007.

SONG, P. et al. Numerical simulation of three-dimensional unsteady flow in a scroll expander applied in waste heat recovery. In: IOP PUBLISHING. **IOP Conference Series: Materials Science and Engineering**. [S.l.], 2013. v. 52, n. 4, p. 042017.

\_\_\_\_\_. A review of scroll expander for organic rankine cycle systems. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 75, p. 54–64, 2015.

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, n. 1, p. 617–628, 2015. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261914006680>>. Acesso em: 16 fev. 2018.

VASCONCELOS, H. et al. Advanced control solutions for operations isolated power systems: Examining the portuguese islands. **IEEE**, v. 3(1), p. 25–35, 2015.

WANG, H.; PETERSON, R. B.; HERRON, T. Experimental performance of a compliant scroll expander for an organic rankine cycle. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy**, Institution of Mechanical Engineers, v. 223, p. 863–872, 2009.

WANG, X.; LIU, X.; ZHANG, C. Parametric optimization and range analysis of organic rankine cycle for binary-cycle geothermal plant. **Energy Conversion and Management**, Elsevier, v. 80, p. 256–265, 2014.

WU, Z. et al. Experimental testing and numerical simulation of scroll expander in a small scale organic rankine cycle system. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 87, p. 529–537, 2015.

XIE, H.; YANG, C. Dynamic behavior of rankine cycle system for waste heat recovery of heavy duty diesel engines under driving cycle. **Applied Energy**, Elsevier, v. 112, p. 130–141, 2013. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261913004844>>. Acesso em: 27 mar. 2018.

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

ZHOU, N. et al. Experimental study on organic rankine cycle for waste heat recovery from low-temperature flue gas. **Energy**, Elsevier, v. 55, p. 216–225, 2013. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544213002429>>. Acesso em: 16 mar. 2018.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. Porto Alegre: McGraw-Hill Higher Education, 2013. v. 7a edição.

**APÊNDICE A – MODELO EM EES PARA ANÁLISE DO CICLO RANKINE  
ORGÂNICO**

```

"Hipóteses:
*Regime permanente;
* As variações de energia cinética e potencial são desprezíveis."

"Estado 1 - líquido saturado"
"Fluido de trabalho"
fluid$='R245fa'

"Pressão atmosférica em SBC = 92,652 kPa"

"Temperatura de evaporação e condensação"

P_cond= pressure(fluid$;T=T_cond;x=x1)
T_cond = 35 [C]

P_evap= pressure(fluid$;T=T_evap;x=x1)
{T_evap = 100 [C]}

"Eficiência isentrópica"
eta_bomba = 0,7
eta_expansor = 0,65

"Estado 1 - líquido comprimido"
P_[1]= P_cond
x1=0
h_[1]=enthalpy(fluid$;P=P_[1];x=x1)
v_[1]=volume(fluid$; P=P_[1];x=x1)
s_[1]=entropy(fluid$; P=P_[1];x=x1)

"Estado 2 - líquido comprimido"
P_[2]= P_evap
w_bomba=((v_[1]*(P_[2]-P_[1])*convert(bar;kPa))/eta_bomba)
h_[2]=h_[1]+ w_bomba
cp=Cp(R245fa;P=P_evap;h=h_[2])

"Estado 3 - vapor saturado seco"
P_[3]=P_evap
X3=1
h_[3]=enthalpy(fluid$;P=P_[3];x=x3)
s_[3]= Entropy (fluid$;P=P_[3];x=x3)
v_[3]=volume(fluid$; P=P_[3];x=x3)

"Estado 4 - vapor saturado seco"
P_[4]= P_[1]
s_[5]= s_[3]
h_4s = enthalpy(fluid$;P=P_[4];s=s_[3])
s_[4]= Entropy (fluid$;P=P_[4];h=h_[4])
T_4s =Temperature(fluid$;P=P_[4];s=s_[3])

v_[4]=volume(fluid$; P=P_[4];h=h_[4])

"Entropia ideal e real"
eta_expansor = (h_[3] - h_[4]) / (h_[3] - h_4s)

"Eficiência térmica"
w_turb_sai=h_[3]-h_[4]
w_liq=w_turb_sai-w_bomba

q_entra=h_[3]-h_[2]
eta_term=w_liq/q_entra

```

```
Q_dot_evap=m_dot*q_entra
```

```
"Trabalho e vazão"
```

```
W_dot=m_dot*(h_[3]-h_[4])
```

```
W_dot=1,5 [kW]
```

```
"Análise do deslocamento volumétrico"
```

```
V_dot_su=v_[3]*m_dot
```

```
N=(2000/60) [rev/s]
```

```
V_su=(V_dot_su/N)*convert(m^3;cm^3)
```

```
"Vazão volumétrica"
```

```
r_v=v_[4]/v_[3]
```

```
"Razão de pressões"
```

```
r_p=P_[3]/P_[4]
```

```
"Eficiência de Carnot"
```

```
eta_Carnot=1-((T_cond+273,15)/(T_evap+273,15))
```

**APÊNDICE B – MODELO EM EES PARA ANÁLISE DO EXPANSOR SCROLL  
OPERANDO COM FLUIDO R134A OU R245FA**

```

Fluid$='R245fa'
//Fluid$='R134a'

"Dados de entrada"
//T_ev=87
T_cond=45
P_ev=p_sat(Fluid$;T=T_ev)
P_cond=p_sat(Fluid$;T=T_cond)
V_ch_su=20 * convert(cm^3;m^3)
rv=3,5
rv_ot=v_ex/v_su

"Rotação e vazão sem vazamentos"
n=(2000/60) [s^-1]
m_dot_in=n*V_ch_su/v_su

"Sucção"
P_su=P_ev
v_su=volume(Fluid$;P=P_su;x=1,0)
h_su=enthalpy(Fluid$;P=P_su;x=1,0)
s_su=entropy(Fluid$;P=P_su;x=1,0)

"Estado Int (expansão isentrópica para o volume da câmara de descarga)"
v_int=rv*v_su
s_int=s_su
h_int=enthalpy(Fluid$;v=v_int;s=s_int)
P_int=pressure(Fluid$;v=v_int;s=s_int)

"Estado Ex ideal"
P_ex=P_cond
v_ex=volume(Fluid$;P=P_ex;s=s_su)
h_ex_iso=enthalpy(Fluid$;P=P_ex;s=s_su)

"Potencias"
W_dot_pred1=m_dot_in*(h_su-h_int)
W_dot_pred2=m_dot_in*v_int*(P_int-P_ex)*convert(bar;kPa)
W_dot_pred=W_dot_pred1+W_dot_pred2

"Fator de preenchimento"
phi=1,5
phi=m_dot_total/m_dot_in
m_dot_total=m_dot_in+m_dot_leak

"Eficiência isentrópica"
ETA=W_dot_pred/(m_dot_total*(h_su-h_ex_iso))

```

**APÊNDICE C – MODELO EM EES PARA ANÁLISE DO EXPANSOR SCROLL  
OPERANDO COM AR COMPRIMIDO**

```

Fluid$='Air_ha'

"Dados de entrada"
V_ch_su=20 * convert(cm^3;m^3)
rv=3,5
P_atm=691,4*convert(mmHg;bar)

"Rotação e vazão sem vazamentos"
n=(3000/60) [s^-1]
m_dot_in=n*V_ch_su/v_su

"Sucção"
//P_su=5 [bar]
T_su=20 [C]
v_su=volume(Fluid$;P=P_su;T=T_su)
h_su=enthalpy(Fluid$;P=P_su;T=T_su)
s_su=entropy(Fluid$;P=P_su;T=T_su)

"Estado Int (expansão isentrópica para o volume da câmara de descarga)"
v_int=rv*v_su
s_int=s_su
h_int=enthalpy(Fluid$;v=v_int;s=s_int)
P_int=pressure(Fluid$;v=v_int;s=s_int)

"Estado Ex ideal"
P_ex=P_atm
v_ex=volume(Fluid$;P=P_ex;s=s_su)
h_ex_iso=enthalpy(Fluid$;P=P_ex;s=s_su)

"Potencias"
W_dot_pred1=m_dot_in*(h_su-h_int)
W_dot_pred2=m_dot_in*v_int*(P_int-P_atm)*convert(bar;kPa)
W_dot_pred=W_dot_pred1+W_dot_pred2

"Fator de preenchimento"
phi=1,5
phi=m_dot_total/m_dot_in
m_dot_total=m_dot_in+m_dot_leak

"Eficiência isentrópica"
ETA=W_dot_pred/(m_dot_total*(h_su-h_ex_iso))

```

**APÊNDICE D – BALANCEAMENTO DO EXPANSOR SCROLL UTILIZANDO O  
SOFTWARE ADAMS**

Como apresentado na seção 3.7, este apêndice mostra como o estudo no software multicorpos *Adams®* foi realizado e os resultados obtidos. Os componentes foram modelados no software Inverter, onde foram realizadas as verificações de folgas e a determinação da geometria dos componentes.

Apenas os componentes móveis desbalanceados ligados ao eixo de rotação excêntrico, foram importados para o software de multicorpos. O material considerado para esses componentes foi a liga de alumínio 7075, com massa específica de  $2810 \text{ g/cm}^3$ .

O método utilizado para a análise foi o de corpo rígido para todos os componentes. Para tanto os componentes foram enviados no formato step e suas respectivas geometrias ajustadas em um software intermediário CAD (*Hypermesh®*). Após os ajustes de geometria, incluindo transformação da superfície em sólido e posicionamento na montagem, os componentes foram importados para o software multicorpos.

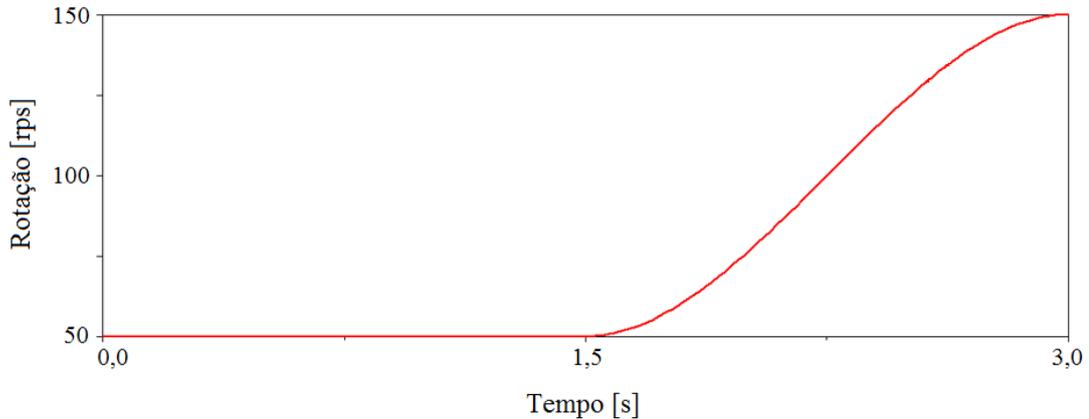
No software multicorpos, o primeiro passo foi selecionar o eixo de atuação da aceleração da gravidade. Em seguida, foram criados pontos de referência em cada componente para, posteriormente, determinar as uniões entre as peças. O movimento do scroll móvel é guiado por 3 eixos excêntricos posicionados a  $120^\circ$  um do outro. As massas dos eixos excêntricos e respectivos rolamentos foram desprezadas pois estão posicionadas simetricamente. As conexões ou juntas aplicadas entre o scroll móvel e os eixos excêntricos guias foram de rotação. A junta entre o adaptador e o scroll móvel foi de rotação, enquanto na interface adaptador e eixo principal foi estabelecida uma união fixa. O contrapeso foi conectado somente ao eixo principal por uma junta de rotação. No centro de gravidade do eixo principal, uma junta de rotação foi criada e aplicou-se a função velocidade.

A velocidade angular foi aplicada sobre a junta de rotação, onde foram configuradas as condições de contorno a serem avaliadas. As rotações avaliadas variaram de 2000 a 3000 rpm, o que representa a condição normal de operação do expansor scroll em estudo. A partir do instante 0 até 1,5 s, a velocidade angular  $\omega$  foi mantida a 2000 rpm. Do instante 1,5 até 3 segundos, a velocidade angular aumentou gradativamente até atingir 3000 rpm conforme mostra a Figura 49.

Por fim, foram verificados todas as condições de contorno aplicadas, observando se estavam em equilíbrio com os graus de liberdade. Com o objetivo de avaliar a influência da rotação, associou-se um grau de liberdade. Para a aquisição dos dados na junta de rotação do eixo principal, foi aplicada uma janela de medição para a força centrífuga.

Uma vez determinada as condições de contorno iniciais, o conjunto foi avaliado na condição original quando encontra-se desbalanceado, sem o contrapeso. A Figura 50 apresenta

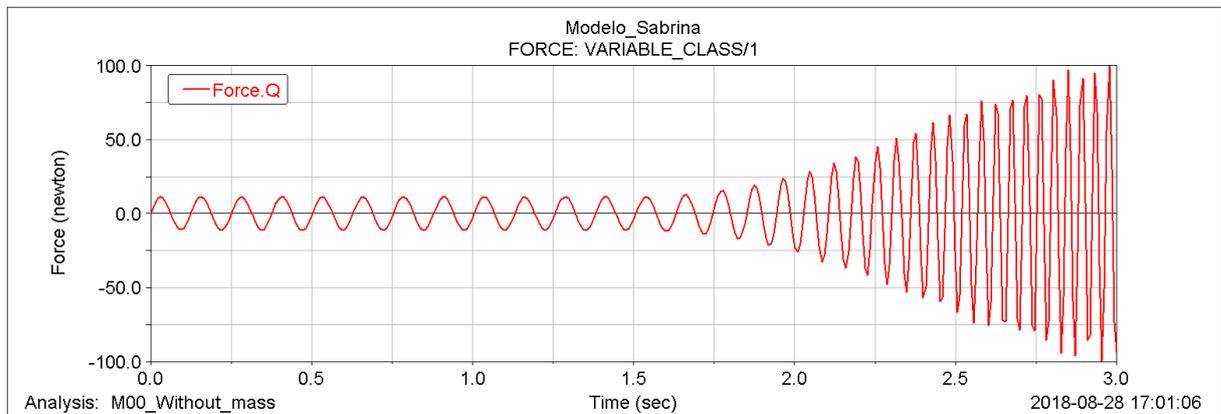
Figura 49 – Variação da rotação em função do tempo



Fonte: Autor

a força centrífuga gerada pelo desbalanceamento do conjunto. Nos gráficos são apresentados configurações distintas testadas, portanto há uma redução progressiva na amplitude e deve haver uma atenção quanto à escala dos mesmos.

Figura 50 – Força centrífuga gerada pelo desbalanceamento do conjunto no estado inicial (sem contrapeso)



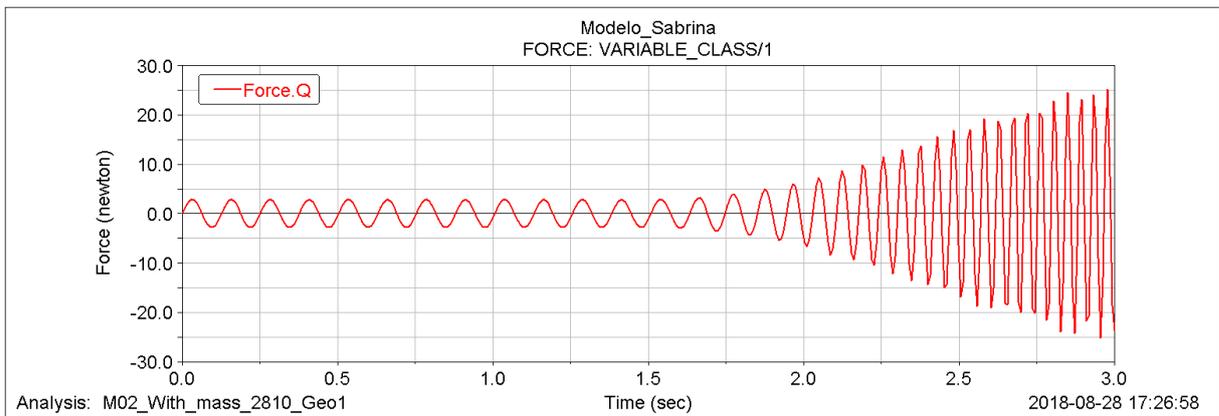
Fonte: Autor

Para todos os componentes do expansor scroll, o material considerado foi uma liga de alumínio 7075, com massa específica de  $2810 \text{ g/cm}^3$ . Uma geometria para o contrapeso é proposta e avaliada, considerando a mesma massa específica. A Figura 51 apresenta a força centrífuga para essa configuração.

A Figura 51 apresentou redução significativa da força centrífuga considerando a primeira proposta de contrapeso, principalmente quando para rotações mais altas próximas à 3000 rpm.

Como citado na seção 3.7, a quantidade de material a ser removido ou adicionado deve ser determinada por tentativa e erro. Logo outras propostas com pequenas variações na geometria são apresentadas com o objetivo de minimizar a força centrífuga gerada. As Figuras 52

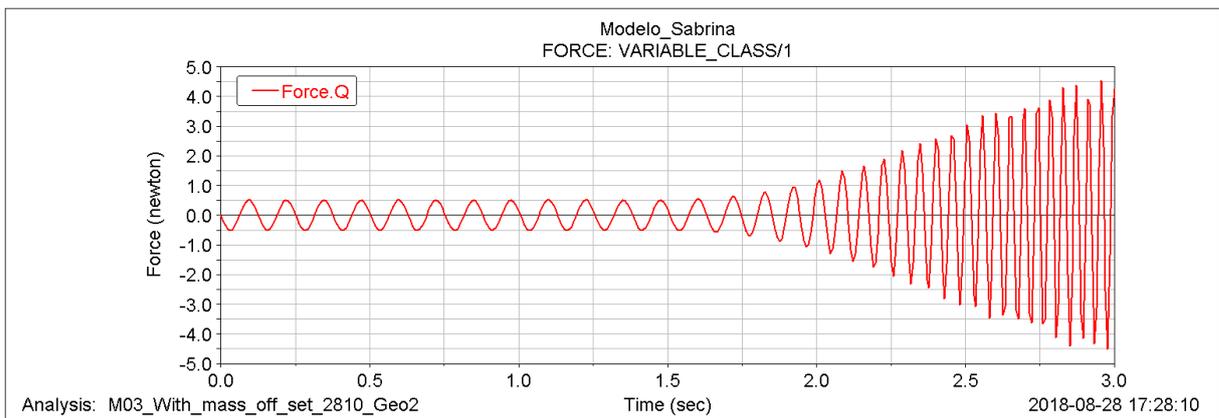
Figura 51 – Força centrífuga gerada pelo desbalanceamento do conjunto (com contrapeso 1)



Fonte: Autor

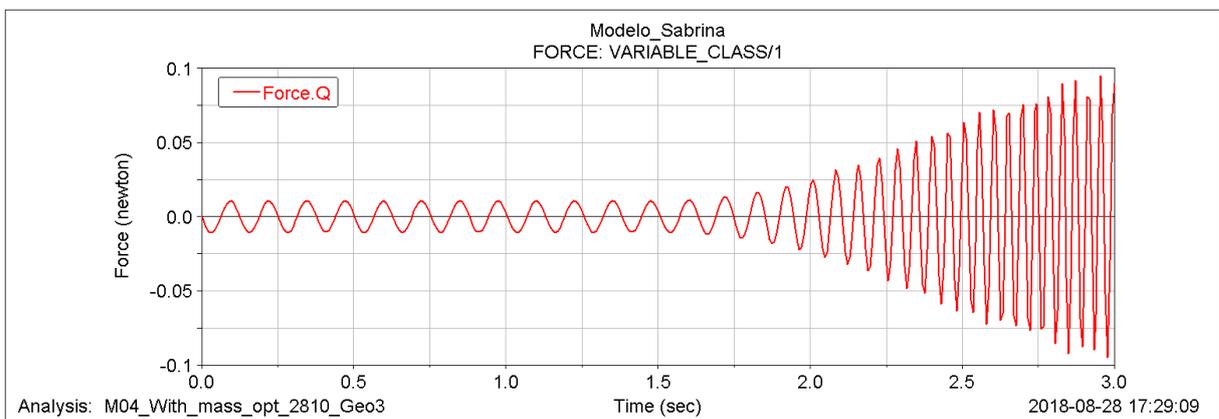
e 53 mostram os resultados obtidos para as propostas 2 e 3, referentes às novas geometrias do contrapeso.

Figura 52 – Força centrífuga gerada pelo desbalanceamento do conjunto (com contrapeso 2)



Fonte: Autor

Figura 53 – Força centrífuga gerada pelo desbalanceamento do conjunto (com contrapeso 3)



Fonte: Autor

Nas propostas houve uma redução consecutiva de massa, de forma que nas Figuras 51 e 52 observa-se uma redução significativa da força que passou de 30 N (primeiro contrapeso) para 5 N, na condição de 3000 rpm. Na Figura 53, o valor máximo de força centrífuga encontrado foi de 0,1 N para 3000 rpm. A massa final do contrapeso foi de 158,3 g. Desta forma, o objetivo da análise foi alcançado, obtendo uma massa para o contrapeso que reduziu a força centrífuga para valores bastante reduzidos no expansor.