



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO E SISTEMAS
CURSO DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO MECÂNICA

Jânio Grosskopf

**ANÁLISE DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO A PARTIR DA COGERAÇÃO DA
ENERGIA TÉRMICA LIBERADA DOS MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA.**

Florianópolis
2021

Jânio Grosskopf

**ANÁLISE DE UM SISTEMA DE COGERAÇÃO PARA REFRIGERAÇÃO A
PARTIR DA ENERGIA TÉRMICA LIBERADA DOS MOTORES A COMBUSTÃO
INTERNA**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado para a
Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção
do título em Engenharia Mecânica, habilitação Produção
Mecânica.

Orientador: Prof. Sérgio Fernando Mayerle, Dr.

Coorientador: Prof. José Antônio Bellini da Cunha Neto,
Dr.

Florianópolis
2021

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Grosskopf, Jânio

Análise de um sistema de cogeração para refrigeração a partir da energia térmica liberada dos motores a combustão interna / Jânio Grosskopf; orientador, Sérgio Fernando Mayerle, coorientador, José Antônio Bellini da Cunha Neto, 2021.

47 p.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Graduação em Engenharia de Produção Mecânica, Florianópolis, 2021.

Inclui referências.

1. Engenharia de Produção Mecânica. 2. Cogeração. 3. Motor a Combustão. 4. Refrigeração. I. Mayerle, Sérgio Fernando . II. Cunha Neto, José Antônio Bellini da . III. Universidade Federal de Santa Catarina. Graduação em Engenharia de Produção Mecânica. IV. Título.

Jânio Grosskopf

**ANÁLISE DE UM SISTEMA DE COGERAÇÃO PARA REFRIGERAÇÃO A
PARTIR DA ENERGIA TÉRMICA LIBERADA DOS MOTORES A COMBUSTÃO
INTERNA**

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado e
aprovado, em sua forma final, pelo Curso de Graduação em Engenharia
de Produção Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

Florianópolis, 28 de abril de 2021.

Profa. Mônica Maria Mendes Luna, Dra.
Coordenadora do Curso

Banca Examinadora:

Prof. Sérgio Fernando Mayerle, Dr.
Orientador
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. José Antônio Bellini da Cunha Neto, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Lynceo Falavigna Braghirolli, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina

Este trabalho é dedicado aos meus colegas de classe, aos professores que me auxiliaram e aos meus queridos pais.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Gilmar Grosskopf e Maria Lúcia Grosskopf e Irmã Luciane Grosskopf, pelo apoio e incentivo que tive ao longo da jornada na Universidade.

À Universidade Federal de Santa Catarina pela oportunidade de concluir esta formação acadêmica. Por tudo que aprendi durante a minha graduação, agradeço aos professores que me auxiliaram mais que o necessário e aos professores que me ensinaram a ser autodidata.

Aos colaboradores do Departamento de Engenharia Mecânica e ao Departamento de Engenharia de Produção e Sistemas. Agradecimentos em especial aos professores Sérgio Fernando Mayerle e José Antônio Bellini da Cunha Neto pela orientação e apoio neste Trabalho de Conclusão de Curso, pelas oportunidades de capacitação profissional oferecidas durante minha caminhada no curso. Aos meus amigos e colegas de profissão, agradeço imensamente pelas incansáveis horas de estudo, dedicação e companheirismo.

“Se eu vi mais longe, foi por estar sobre o ombro de gigantes.”

Isaac Newton

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo sobre um sistema térmico de cogeração do tipo ciclo motor a vapor para refrigerar o interior de veículos, a partir do calor emitido por seus motores de combustão interna. Cálculos são feitos para montar um protótipo com capacidade de refrigeração aproximada de 100 W, que necessita de fonte de calor com aproximadamente 2.479 W para sua ativação. Os resultados obtidos sugerem que, do ponto de vista termodinâmico, é possível desenvolver o protótipo para o reaproveitamento da energia térmica rejeitada pela exaustão de um motor a combustão a diesel.

Palavras-chave: Cogeração. Motor a Combustão. Refrigeração.

ABSTRACT

This work presents a study on a thermal steam motor cycle cogeneration system to cool the interior of vehicles, based on the heat emitted by their internal combustion engines. Calculations are done to assemble a prototype with an approximate cooling capacity of 100 W, which requires a heat source with approximately 2,479 W for its activation. The results obtained suggest that, from the thermodynamic point of view, it is possible to develop the prototype to reuse thermal energy rejected by the vehicle's engine exhaust.

Keywords: Cogeneration. Internal Combustion Engine. Cooling.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Etapas da Metodologia do Trabalho.	5
Figura 2.1: Esquema de aquecimento distrital.....	6
Figura 2.2: Representação da conversão da energia química do combustível em calor e movimento (trabalho).	8
Figura 2.3: Componentes padrões de um Ciclo Orgânico de Rankine.....	9
Figura 2.4: Frações da energia do combustível convertidas dentro do motor segundo Rosa (2017).	11
Figura 3.1: Diagrama completo dividido em subsistemas.....	15
Figura 3.2: Sistema de refrigeração convencional (subsistema 01).	19
Figura 3.3: Sistema de cilindros opostos para controle do fluxo de energia do sistema em conjunto com o sistema de refrigeração	20
Figura 3.4: Diagrama do conjunto de refrigeração completo.....	22
Figura 3.5: Indicações das válvulas solenoides de controle.	25
Figura 3.6: Trocador de calor responsável pela condensação e reservatório de condensado...	27
Figura 3.7: Reservatórios superior e inferior responsáveis pelo pré-aquecimento e reentrada na microcaldeira.	28
Figura 3.8: Diagrama da caldeira onde o fluido R141b evapora.....	30
Figura 3.9 Gráfico de relação entre temperatura e entropia específica de R141b ao longo do ciclo termodinâmico da cogeração.	31
Figura 3.10: Gráfico de relação entre pressão e volume de R141b ao longo do ciclo termodinâmico da cogeração.	33
Figura 3.11: Detalhe da curva 2-3 do diagrama P - V de R141b.....	34
Figura 4.1: Motor OMG 5013, 190 cv, Mercedes-Benz.	35
Figura 4.2: Montagem do conjunto evaporador.	36
Figura 4.3: Conjunto coletor de calor montado.....	37
Figura 4.4: Montagem dos trocadores de calor.	38
Figura 4.5: Cilindros para compressão de vapor.	39
Figura 4.6: Conexão dos cilindros e a unidade recuperadora de vapor com o conjunto coletor de calor, acoplado ao escapamento do motor a diesel.	39
Figura 4.7: Equipamento de cogeração completo acoplado ao escapamento do motor a diesel. O condensador encontra-se na posição superior central da imagem.	40
Figura 4.8: Trabalho cogeração para levantar a traseira de um buggy.	41

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1: Dados das propriedades termodinâmicas do fluido R141b em cada ponto analisado.	32
Tabela 4.1: Características do motor utilizado no protótipo para cogeração.	35

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANSI – Instituto Nacional Americano de Padrões (do inglês, *American National Standards Institute*)

ASHRAE – Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Condicionamento de Ar (do inglês, *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*)

CLP – Controlador Lógico Programável

CTC – Centro Tecnológico

ORC – Ciclo Orgânico de Rankine (do inglês, *Organic Rankine Cycle*)

RNA – Rede Neural Artificial

SIN – Sistema Interligado Nacional

SC – Santa Catarina

TCC – Trabalho de Conclusão de Curso

UFPB – Universidade Federal da Paraíba

UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina

LISTA DE SÍMBOLOS

Legenda:

Símbolo – Significado [Unidade(s) utilizada(s) no trabalho]

A – Área do êmbolo [m^2]

A_1 – Área do êmbolo do cilindro primário [m^2]

A_2 – Área do êmbolo do cilindro secundário [m^2]

D – Diâmetro do êmbolo [m]

D_1 – Diâmetro do cilindro primário [m]

D_2 – Diâmetro de um cilindro secundário [m]

F – Força necessária para deslocar o êmbolo [kN]

F_1 – Força necessária para deslocar o êmbolo do cilindro primário [kN]

F_2 – Força necessária para deslocar o êmbolo dos cilindros secundários [kN]

h_l – Entalpia específica do líquido saturado [kJ/kg]

$h_{l-115^\circ\text{C}}$ – Entalpia específica do R141b saturado a 115 °C [kJ/kg]

$h_{l-150^\circ\text{C}}$ – Entalpia específica do R141b saturado a 150 °C [kJ/kg]

h_v – Entalpia específica do vapor saturado [kJ/kg]

L – Deslocamento de fluido [m]

l_1 – Altura do cilindro primário [m]

l_2 – Altura de um cilindro secundário [m]

m – Massa [kg, g]

m_{R134a} – Massa do fluido R134a dentro do cilindro compressor secundário [g]

m_{R141b} – Massa do fluido R141b dentro do cilindro compressor primário [g]

\dot{m} – Fluxo de massa ou taxa mássica ou vazão mássica [kg/s, g/s]

\dot{m}_{R134a} – Fluxo de massa ou taxa mássica ou vazão mássica de R134a [kg/s, g/s]

\dot{m}_{R141b} – Fluxo de massa ou taxa mássica ou vazão mássica de R141b [kg/s, g/s]

P – Pressão [kPa]

P_{sat} – Pressão de saturação [kPa]

Q – Calor ou energia térmica [kJ, J]

\dot{Q} – Capacidade de refrigeração (fluxo de calor) [kJ/s, kW, W]

S – Entropia [kJ/K]

s – Entropia específica [kJ/(kg.K)]

T – Temperatura [°C ou K]

t – Tempo [s]

U – Energia interna [kJ, J]

u – Energia interna específica [kJ/kg]

V – Volume [m^3 , dm^3]

V_1 – Volume do cilindro primário [m^3]

V_2 – Volume de um cilindro secundário [m^3]

v – Volume específico [m^3/kg]

v_v – Volume específico do vapor saturado [m^3/kg]

$v_{v-R134a}$ – Volume específico do refrigerante 134a no estado de vapor saturado [m^3/kg]

$v_{v-R141b}$ – Volume específico do refrigerante 141b no estado de vapor saturado [m^3/kg]

v_l – Volume específico do líquido saturado [m^3/kg]

W – Trabalho [kJ, J]

W_1 – Trabalho realizado no cilindro primário [kJ]

W_2 – Trabalho fornecido aos cilindros secundários [kJ]

\dot{W} – Potência mecânica [W]

ΔP – Diferença de pressão no êmbolo [kPa]

ΔP_1 – Diferença de pressão no êmbolo no lado do cilindro primário [kPa]

ΔP_2 – Diferença de pressão no êmbolo no lado de um cilindro secundário [kPa]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO	1
1.2	OBJETIVOS.....	2
1.2.1	Objetivo geral	2
1.2.2	Objetivos específicos.....	3
1.3	JUSTIFICATIVA.....	3
1.4	LIMITAÇÕES DO ESTUDO	4
1.5	METODOLOGIA	4
1.6	ESTRUTURA DO TRABALHO	5
2	REVISÃO LITERÁRIA	6
2.1	COGERAÇÃO NO MUNDO E NO BRASIL.....	6
2.2	CICLO ORGÂNICO DE RANKINE.....	8
2.3	PESQUISAS ANTERIORES EM COGERAÇÃO.....	10
2.3.1	Reaproveitamento termomecânico de gases de exaustão por ORCs.....	10
2.3.2	Cogeração aplicada a sistemas de refrigeração e aquecimento	11
2.3.3	Energia elétrica cogerada	13
3	O SISTEMA DE COGERAÇÃO PROPOSTO	14
3.1	VISÃO GERAL	14
3.1.1	Critérios de seleção dos fluidos refrigerantes	14
3.1.2	Subsistema 01: Sistema de refrigeração	16
3.1.3	Subsistema 02: Unidade de compressão e bombeamento.....	16
3.1.4	Subsistema 03: Condensador	16
3.1.5	Subsistema 04: Unidade de comando e geração de trabalho	16
3.1.6	Subsistema 05: Unidade de recuperação de vapor.....	17
3.1.7	Subsistema 06: Microcaldeira geradora de vapor.....	17
3.2	DIMENSIONAMENTO MECÂNICO	17
3.2.1	O primeiro ciclo termodinâmico – refrigeração com reaproveitamento de energia	18
<i>3.2.1.1</i>	<i>Dimensionamento do ciclo de refrigeração por compressão</i>	<i>18</i>
<i>3.2.1.2</i>	<i>Dimensionamento do conjunto compressor de pistões opostos</i>	<i>20</i>
3.2.2	A conexão do trabalho mecânico entre os dois ciclos termodinâmicos	22
<i>3.2.2.1</i>	<i>Dimensionamento da unidade de comando e geração de trabalho</i>	<i>22</i>
<i>3.2.2.2</i>	<i>O acionamento das válvulas de pressurização e despressurização do cilindro primário</i>	<i>25</i>
3.2.3	Segundo ciclo termodinâmico – Regeneração da energia do escapamento e rejeição da energia não utilizada.....	27

3.2.3.1	<i>Condensador</i>	27
3.2.3.2	<i>Mecanismo de regeneração de vapor</i>	28
3.2.3.3	<i>Dimensionamento da microcaldeira para geração de vapor</i>	29
3.3	DIAGRAMAS TERMODINÂMICOS	31
3.3.1	Diagrama <i>T-s</i>	31
3.3.2	Diagrama <i>P-V</i>	32
4	APLICAÇÃO PRÁTICA: CONSTRUÇÃO DO PROTÓTIPO	35
4.1	CONFECÇÃO	36
4.1.1	Conjunto de coleta dos gases de exaustão	36
4.1.2	Trocadores de calor	37
4.1.3	Cilindros primários	38
4.2	O SISTEMA DE COGERAÇÃO EM FUNCIONAMENTO	39
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS	42
5.1	RECOMENDAÇÃO PARA TRABALHOS FUTUROS	42
	REFERÊNCIAS	43
	ANEXO A: Tabela de propriedades de saturação líquido-vapor do refrigerante 134a ..	45
	ANEXO B: Tabela de propriedades de saturação líquido-vapor do refrigerante 141b ..	47

1 INTRODUÇÃO

Os motores Diesel, inventados pelo engenheiro alemão Rudolf Diesel em 1893 e que são bastante utilizados atualmente em caminhões e navios, desenvolvem grande potência. A energia deles, além de gerar o movimento do veículo, é rejeitada em grande parte pelo motor, em torno de 60%, na forma de calor, o qual é disperso através do radiador e dos gases quentes do escapamento (CUNHA NETO *et al.*, 1976). Ademais, a quantidade de energia térmica que é eliminada nos gases oriundos da combustão durante a operação de um motor à diesel é aproximadamente 30% da energia fornecida a partir do combustível (ROSA, 2017).

Existem simulações e modelagens referentes a esse tema (AMARIS *et al.*, 2020; CUNHA NETO *et al.*, 1975; DUTRA *et al.*, 2017; MAKIYAMA, 2008). Nelas, chega-se à conclusão de que é viável o desenvolvimento de um equipamento de cogeração que possa substituir o modelo atual, o qual é amplamente utilizado para climatização e refrigeração de cargas. Esse equipamento de cogeração necessita, no entanto, ser acionado por um motor.

Portanto, este capítulo busca: contextualizar o leitor quanto ao tema proposto, apresentar os objetivos gerais e específicos do devido trabalho, justificá-lo além de apresentar suas limitações e metodologia. Por fim, é apresentada a forma como ele é estruturado.

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

Segundo Çengel *et al.* (2008a), a cogeração é caracterizada pela produção de mais de uma forma útil de energia ao utilizar uma mesma fonte. É uma tecnologia já conhecida desde o final do século XIX, e, de acordo com Brizi *et al.* (2017), era responsável por suprir 60 % da demanda energética industrial dos Estados Unidos, a qual é composta majoritariamente por vapor e eletricidade, no começo do século XXI.

Esse processo é objeto de estudo em diversas aplicações de conversão de energia, como a termoelétrica (AMARIS *et al.*, 2020; DUTRA *et al.*, 2017; LEURENT *et al.*, 2017; ROSA, 2017; SILVONEN e MÄKELÄ, 1997; TAVARES, 2019), o aquecimento (DUTRA *et al.*, 2017), e a refrigeração (AMARIS *et al.*, 2020; BOGATAJ *et al.*, 2005; CUNHA NETO *et al.*, 1975; MAKIYAMA, 2008; RÊGO *et al.*, 2014) para dois sistemas termodinâmicos distintos ou na realimentação de motores à combustão para um único sistema termodinâmico com Ciclo Orgânico de Rankine (DEPCIK e SPROUSE, 2012; LIU *et al.*, 2004; MIKIELEWICZ *et al.*, 2016; PATEL E DOYLE, 1976). Todas elas visam aumentar a eficiência das máquinas térmicas e reduzir o consumo da fonte de energia primária, seja ela mecânica, química ou elétrica.

Em relação à climatização ou refrigeração em veículos automotores, é uma demanda de elevada importância econômica, cujo principal objetivo é suprir as necessidades de diferentes clientes e mercados de refrigeração. No transporte de frios, os alimentos perecíveis precisam chegar ao seu destino com suas características próximas daquelas que apresentavam no momento em que foram produzidos ou colhidos (COYLE e BALLENGER, 2001). A demanda por esta etapa da cadeia do frio pode surgir desde o simples deslocamento de cargas provenientes de produtores localizados próximos ao consumidor final até em operações complexas de transportes intercontinentais, as quais envolvem os mais variados modais, tais como o terrestre, o aquaviário e o aéreo (BOGATAJ, 2005).

Além disso, o condicionamento de ar de veículos populares consome uma potência considerável e, assim, segundo Çengel *et al.* (2008a), aumenta o consumo de combustível em 3 a 4% durante viagens em rodovias, e em até 10% em percursos na cidade. Este consumo extra deve-se ao trabalho que o compressor do ar condicionado necessita para resfriar o habitáculo nas condições necessárias. Este compressor é acionado diretamente pelo motor do automóvel, que por consequência, necessita de mais combustível para sua operação.

1.2 OBJETIVOS

Devido aos argumentos apresentados, propõe-se, neste trabalho de conclusão de curso (TCC), apresentar um sistema de cogeração que reaproveite os gases de escape do motor a diesel para realizar trabalho. Esse trabalho pode, então, ser aplicado em um sistema térmico de refrigeração para comprimir outro fluido para retornar ao ambiente refrigeração de cargas enclausuradas.

Nas seguintes subseções, apresentam-se, resumidamente, o objetivo geral e os objetivos específicos deste trabalho de conclusão de curso.

1.2.1 Objetivo geral

- Apresentar, de forma didática, um protótipo capaz de reaproveitar parte da energia dos gases, emitidos pela combustão de diesel de um motor, para cogeração e reaproveitamento de trabalho.

1.2.2 Objetivos específicos

- Propor um sistema de cogeração, para fins de refrigeração, a partir da energia térmica rejeitada pelos gases do escapamento de um veículo movido à diesel;
- Desenvolver os cálculos matemáticos para o dimensionamento desse sistema com a finalidade de, em um trabalho futuro, poder ser construído e validado numa aplicação industrial;
- Estudar a energia mecânica rejeitada pelo motor, através dos gases de descarga, de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, alimentado por fonte térmica.

1.3 JUSTIFICATIVA

A eficiência energética dos motores a combustão de caminhões e automóveis em geral é muito baixa: apenas 30% da energia produzida pela queima de combustível é destinada à tração (CUNHA NETO, 1976; ROSA, 2017). Além disso, os veículos também queimam combustível para refrigeração de cargas.

Com base nisso, este trabalho de conclusão de curso busca exemplificar, através de um protótipo, uma forma de reaproveitar a energia que é rejeitada na combustão de um motor com a finalidade de alimentar um sistema de cogeração. Esse sistema, então, pode ser empregado à refrigeração no ambiente interno de veículos, o que diminui, assim, os gastos com combustível e deixa o sistema energético mais eficiente e em consonância com um dos pilares da indústria 4.0, que é, justamente, a eficiência energética. Ademais, como a logística do Brasil é predominantemente rodoviária, o sistema de cogeração proposto pode ser aplicado ao transporte de cargas refrigeradas por caminhões, e, assim, reduzir o custo não só com combustível, mas também da mercadoria ao consumidor final. Portanto, o sistema de cogeração, proposto sob a forma de um protótipo didático neste TCC, pode vir a contribuir positivamente para o desenvolvimento de um produto mais robusto, o qual contribua na redução do preço dos produtos refrigerados que são vendidos nos supermercados, e estabelecimentos semelhantes, presentes nos centros urbanos em todo o país.

1.4 LIMITAÇÕES DO ESTUDO

No desenvolvimento do projeto mecânico, não houve a determinação de se focar em detalhes referentes a processos construtivos, como concepções de trocadores de calor e análise de perda de carga na tubulação por exemplo, o que tornaria esse trabalho extenso para os fins a que se destina. Tampouco na automação, a qual é substituída pelo acionamento manual. Constitui-se, no entanto, como um ponto de partida para o desenvolvimento de protótipos e estudos futuros, os quais devem conter: análises dos trocadores de calor, simulações de perda de carga no escapamento do veículo, avaliação das dimensões físicas do equipamento, e controle automatizado seja por um controlador lógico programável (CLP), um microcontrolador ou um outro método.

Além disso, neste TCC, decidiu-se restringir a abordagem por simulação numérica, visto que diversos outros autores já fizeram uso desse método para comprovar a viabilidade (AMARIS *et al.*, 2020; CUNHA NETO *et al.*, 1975; DUTRA *et al.*, 2017; MAKIYAMA, 2008), em condições pré-definidas, de um sistema de recuperação de calor, conforme será melhor discutido no decorrer deste texto.

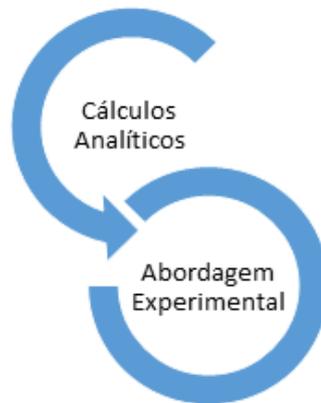
1.5 METODOLOGIA

A metodologia proposta para este trabalho se divide em duas etapas. A primeira consiste na realização de cálculos analíticos e confecção de gráficos e tabelas termodinâmicas, o que contempla sistemas de cogeração e o Ciclo Orgânico de Rankine (ORC, na sigla inglesa), o qual se assemelha ao ciclo motor a vapor, o qual é o utilizado neste trabalho. Já a segunda torna-se uma abordagem experimental qualitativa, com base na análise prévia do sistema proposto. Nesta etapa, constam o detalhamento do sistema de cogeração proposto e a construção do protótipo.

O cálculo analítico deve ser realizado a fim de definir os parâmetros e especificações para o protótipo experimental a ser desenvolvido com o auxílio das propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante, extraídas de tabelas termodinâmicas, as quais serão devidamente introduzidas no capítulo 3 juntamente aos diagramas dos ciclos termodinâmicos. Em relação à parte experimental, não é voltada ao dimensionamento dos componentes; foca-se em um sistema funcional, capaz de demonstrar o efeito proposto, ou seja, a recuperação do calor perdido. Portanto, a abordagem experimental tem caráter qualitativo, uma vez que é considerado que os resultados obtidos não são quantificáveis.

Por fim, as etapas utilizadas na metodologia deste TCC podem ser contempladas na Figura 1.1.

Figura 1.1: Etapas da Metodologia do Trabalho.



Fonte: Autoria Própria.

1.6 ESTRUTURA DO TRABALHO

Este TCC se organiza em uma introdução, seguida de três capítulos e uma conclusão; cinco capítulos portanto. No capítulo 2, é realizada uma revisão literária pertinente aos estudos de cogeração. Em seguida, no capítulo 3, os fundamentos de termodinâmica e de mecânica dos fluidos necessários para compreender e dimensionar o sistema de cogeração são melhor explorados. Já no capítulo 4, os resultados da aplicação prática com o protótipo são mostrados de forma didática além de haver uma análise para justificar a implementação desse modelo em um sistema de cogeração industrial. Por fim, apresentam-se as considerações finais da pesquisa e as sugestões de trabalhos futuros no capítulo 5.

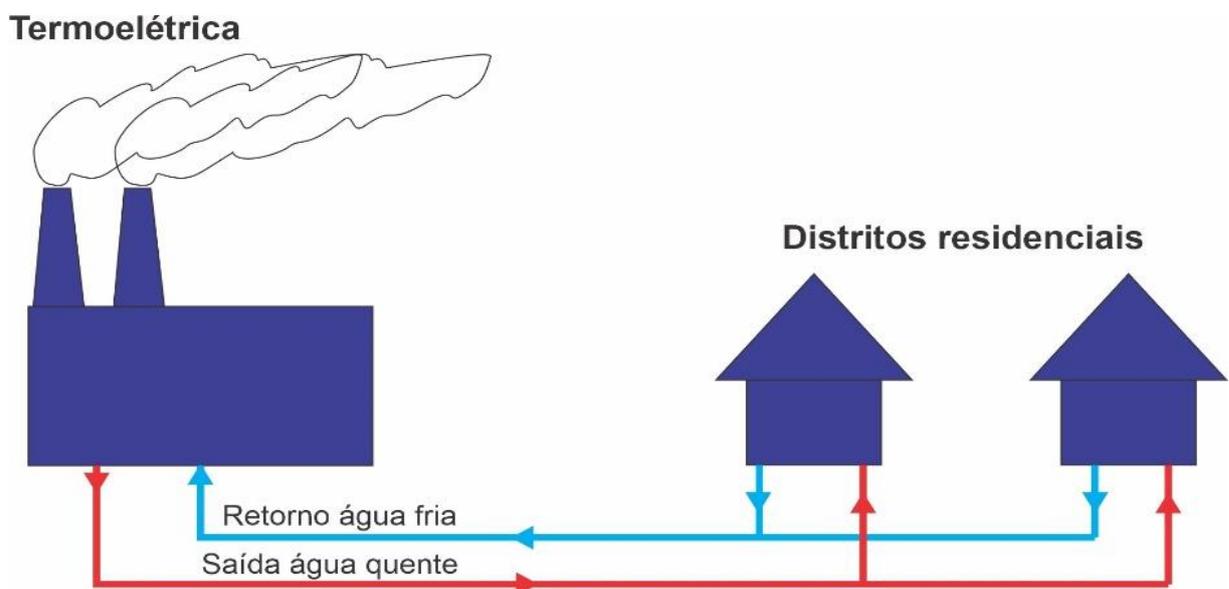
2 REVISÃO LITERÁRIA

Este capítulo busca realizar uma revisão literária da cogeração. Primeiramente, será apresentado o panorama global e nacional da cogeração. Em seguida, aborda-se o Ciclo Orgânico de Rankine (ORC), o qual é resumidamente comparado com o ciclo motor a vapor. Por fim, serão discutidas diversas pesquisas aplicadas desse conceito em engenharia, tais como: retroalimentação de sistemas a gás, sistemas de refrigeração de fins diversos, sistemas de aquecimento e cogeração de eletricidade.

2.1 COGERAÇÃO NO MUNDO E NO BRASIL

O conceito de cogeração tem sido aplicado principalmente como forma de gerar energia elétrica. Em países de clima frio, como a Finlândia, a energia gerada por cogeração representava 6% de toda a energia primária utilizada e 32 % da eletricidade produzida naquele país em 1996 (SILVONEN e MÄKELÄ, 1997). Um exemplo prático da cogeração é o aquecimento distrital, o qual é esquematizado na Figura 2.1 e é caracterizado pelo aquecimento das tubulações de água, através do redirecionamento do calor criado durante a geração de eletricidade de usinas termoelétricas, e até mesmo de usinas nucleares, para residências e edifícios próximos a essas usinas (LEURENT *et al.*, 2017; MÄKELÄ e SILVONEN, 1997).

Figura 2.1: Esquema de aquecimento distrital.



Fonte: Autoria própria.

Na aplicação de ciclos de potência a vapor e ciclos combinados, a cogeração é aplicada como uma forma de aumentar a eficiência de máquinas térmicas. Além disso, a energia térmica cogerada pode ser utilizada para: o aquecimento de casas, o aquecimento de água, o condicionamento de ar, mas também para processos industriais (LEURENT *et al.*, 2017; MÄKELÄ e SILVONEN, 1997). Em indústrias que utilizam grandes quantidades de calor e apresentam um grande consumo de energia elétrica, reaproveitar a energia para outros processos por meio da cogeração, ao invés desperdiçá-la, torna-se um investimento vantajoso sob o ponto de vista da eficiência energética, da engenharia econômica e da sustentabilidade.

Da eficiência energética, porque incrementa a eficiência termodinâmica e a global dos sistemas de cogeração (AMARIS *et al.*, 2020; BRIZI *et al.*, 2014; DEPCIK e SPROUSE, 2012; DUTRA *et al.*, 2017; ESCALANTE *et al.*, 2004; LEURENT *et al.*, 2017; LIU *et al.*, 2004; MÄKELÄ e SILVONEN, 1997; ROSA, 2017). Já da engenharia econômica, porque é reduzido o custo de produção com a diminuição do consumo de fontes primárias, sobretudo as provenientes da queima de combustíveis fósseis, o que também contribui, na mesma proporção, para a redução da emissão de poluentes e gases estufa oriundos dessa queima na atmosfera, tais como o dióxido de carbono e óxidos de enxofre e nitrogênio (BRIZI *et al.*, 2014; ESCALANTE *et al.*, 2004; LEURENT *et al.*, 2017; MÄKELÄ e SILVONEN, 1997). Desse jeito, a cogeração também coopera para o desenvolvimento sustentável, mas também contribui para o desenvolvimento industrial, visto que esse setor economiza com a diminuição da necessidade de adquirir matéria-prima, a qual encarece ao longo do tempo e é usada com a finalidade de gerar de energia, que é fornecida para todo o maquinário utilizado na fabricação dos produtos industrializados (BRIZI *et al.*, 2014).

Por fim, Tavares (2019) aponta outras três vantagens da cogeração no contexto industrial. A primeira delas é a diminuição do custo com investimentos quando comparados aos sistemas convencionais de geração de energia. A segunda vantagem é que o prazo de implantação do sistema com cogeração é menor. Quanto à terceira, é a redução dos gastos com a transmissão de energia, ainda mais em países de tamanho continental como o Brasil, visto que, geralmente, os sistemas de cogeração são instalados próximos dos consumidores finais.

Quanto ao Brasil, num âmbito nacional de política energética, a cogeração tem sido mais utilizada para fins térmicos a partir da geração de energia elétrica proveniente da queima de biomassa, mais especificamente o biogás, e de gás natural (BRIZI *et al.*, 2014), fontes de energia que, em 2018, compunham, respectivamente 8,2 % e 10,5 % da matriz energética brasileira ou 18,7 % quando somadas (TAVARES, 2019). Além disso, assim como o resto do

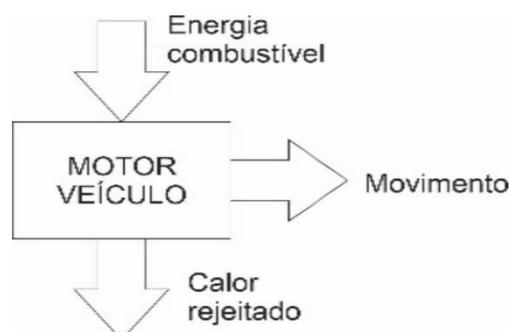
mundo, o setor econômico mais beneficiado é o industrial, embora o comércio e o setor público também se beneficiem dela (BRIZI *et al.*, 2014).

Ademais, a cogeração através da queima de gases é mais utilizada para sistemas elétrico ilhados no Brasil, visto que a imensidão territorial do país inviabiliza a conexão da maioria desses tipos de sistemas à rede elétrica nacional (BRIZI *et al.*, 2014). Também no país, há estudos para implementar sistemas de cogeração para outros fins além dos das redes elétricas ilhadas geradas a gás, como é o caso dos edifícios públicos. Como exemplo, cita-se o estudo de caso da implementação desse tipo de sistema no prédio da reitoria da UFPB do campus João Pessoa com a finalidade de refrigerá-lo ao mesmo tempo que economiza energia elétrica (SILVA *et al.*, 2019). Nesse estudo de Silva *et al.* (2019), modelou-se o reaproveitamento de parte da energia rejeitada, pelos motores a combustão internos dos condicionadores de ar, do prédio da reitoria, para resfriar uma caixa da água do edifício, a qual resfriava o edifício por meio das tubulações. No entanto, esse estudo se provou inviável, porque o *payback* era longo demais, acima de quarenta anos (SILVA *et al.*, 2019). Outro estudo (PROTÁSIO *et al.*, 2020) investigou as propriedades químicas da combustão da madeira de várias espécies de eucalipto e seus impactos na eficiência global para a geração de calor em caldeiras e cogeração de eletricidade em novas usinas.

2.2 CICLO ORGÂNICO DE RANKINE

Nos veículos com motores à diesel, os gases de exaustão apresentam energia térmica com potencial de trabalho, a qual, por muitas vezes, é rejeitado ao ambiente em forma de calor (CUNHA NETO *et al.*, 1976). A Figura 2.2 ilustra a conversão da energia do combustível em calor e movimento, pelo motor do veículo.

Figura 2.2: Representação da conversão da energia química do combustível em calor e movimento (trabalho).

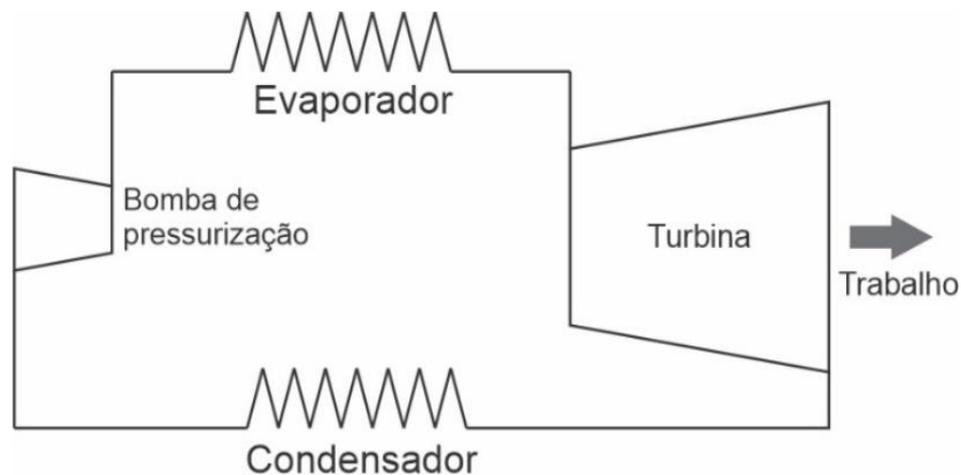


Fonte: Autoria Própria

A realização de trabalho mecânico, a partir do potencial energético rejeitado pelos gases de exaustão da fonte térmica pode ser feito através de diferentes ciclos termodinâmicos. Um deles consiste na aplicação de um ciclo motor a vapor, o qual se assemelha ao Ciclo Orgânico de Rankine (ORC), com a diferença de o primeiro não necessitar de bombas para garantir o fluxo de fluido. O ORC, por sua vez, é um ciclo termodinâmico fechado capaz de gerar potência mecânica ao explorar diversas fontes de calor, tais como: queima de biomassa, energia solar, energia geotérmica, queima de combustíveis tradicionais além de calor desperdiçado a partir de processos industriais, a exemplo dos motores e turbinas a gás (PATEL e DOYLE, 1976).

Um ORC padrão apresenta quatro componentes principais: uma bomba de alimentação, um evaporador, uma turbina e um condensador. Todos eles são esquematizados na Figura 2.3 e explicados, em detalhes, em seguida, segundo Tavares (2019) e Escalante *et al.* (2004).

Figura 2.3: Componentes padrões de um Ciclo Orgânico de Rankine.



Fonte: Autoria Própria

- Bomba de pressurização: local onde um trabalho é aplicado ao sistema para comprimir o fluido na fase líquida;
- Evaporador: local onde o fluido recebe calor de alguma fonte térmica, de uma caldeira, por exemplo. Então, o líquido evapora;
- Turbina: local onde o trabalho mecânico é realizado, pela expansão do vapor em alta pressão, a fim de mover as pás deste local. Assim, transmite-se, por meio de um eixo, a energia mecânica para um segundo sistema, seja este mecânico ou elétrico;
- Condensador: local onde o vapor perde calor para as vizinhanças, ou ambiente externo, e, então, condensa-se.

O Ciclo Orgânico de Rankine se assemelha ao ciclo de Rankine padrão, porém utiliza fluido de trabalho orgânico ao invés de água. A escolha adequada do fluido de trabalho orgânico e da configuração do ciclo constitui parte do desafio da aplicação do ORC (MIKIELEWICZ *et al.*, 2016). Por fim, embora não seja a proposta deste TCC, um sistema de regeneração de calor pode ser integrado ao sistema térmico para pré-aquecer o fluido entre a bomba de alimentação e o evaporador, o que eleva, ainda mais, a eficiência do sistema.

2.3 PESQUISAS ANTERIORES EM COGERAÇÃO

Nesta seção, serão apresentadas algumas pesquisas sobre cogeração aplicada, com enfoque maior nos últimos vinte anos. Primeiramente, sobre o reaproveitamento termomecânico de gases de exaustão por Ciclos Orgânicos de Rankine. Em seguida, estudos sobre cogeração aplicada a sistemas refrigeradores e aquecedores serão discutidos. Por fim, serão abordadas pesquisas referentes à energia elétrica cogenerada.

2.3.1 Reaproveitamento termomecânico de gases de exaustão por ORCs

O reaproveitamento da energia térmica dos gases de exaustão em veículos movidos a diesel é bastante discutido e apresentado na literatura. Sprouse e Depcik (2012) apresentaram a revisão histórica de aplicações voltadas à recuperação do calor perdido, com foco na utilização de um ORC. A efetividade do Ciclo Orgânico de Rankine na recuperação de calor nos gases de exaustão foi analisada por Liu *et al.* (2004). Nessa pesquisa, ressaltou-se a importância da seleção do fluido de trabalho ao examinarem a influência desse fluido no desempenho de operação. As conclusões desse estudo provaram que a presença de cadeias de hidrogênio em moléculas do fluido de trabalho o torna inapropriado para sistemas que funcionam pelo processo do ORC.

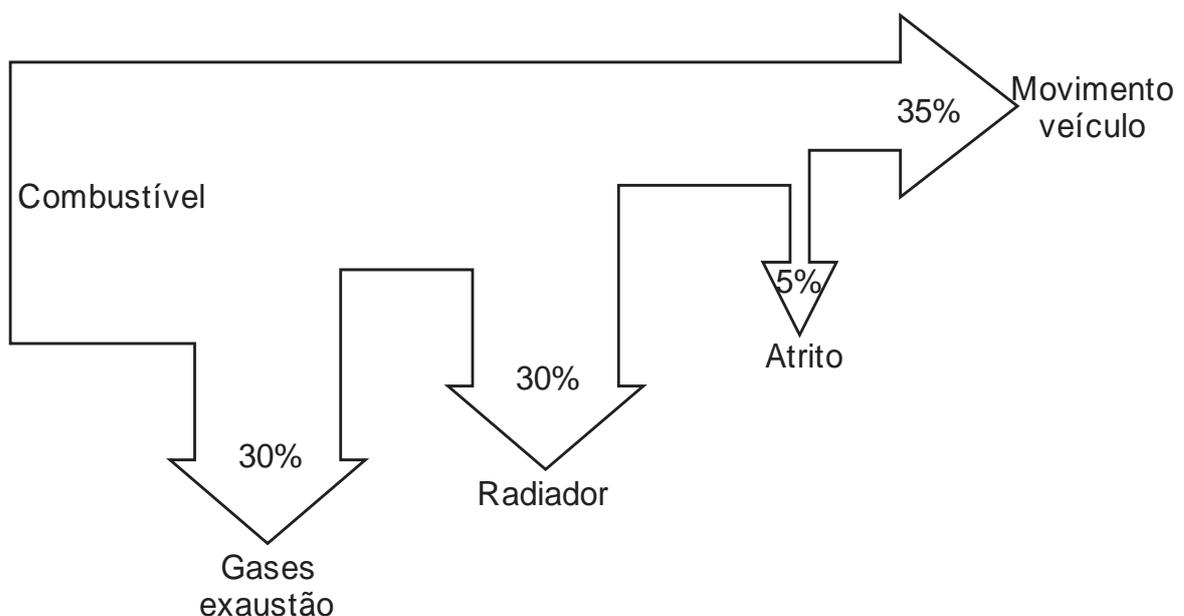
Por fim, Patel e Doyle (1976) demonstraram que a adição de um Ciclo Orgânico de Rankine acoplado a um motor Diesel, com o objetivo de recuperar o calor perdido no escapamento, não requer modificação em sua operação. Nessa pesquisa, na qual um motor a diesel de 276 hp é utilizado, obteve-se uma extração de potência da ordem de 35,6 hp. Sob o ponto de vista do consumo do combustível, o sistema apresentou uma redução de 15 %, ou seja, houve economia. Essa pesquisa, entretanto, não analisa o efeito de perda de carga nos gases de exaustão.

2.3.2 Cogeração aplicada a sistemas de refrigeração e aquecimento

Cunha Neto *et al.* (1976) realizaram simulações a fim de estudar a possibilidade de refrigerar a carga de um caminhão de maçãs através da energia rejeitada pelo motor do veículo. As simulações numéricas feitas demonstraram que a grande quantidade de calor rejeitada através dos gases de descarga do caminhão é suficiente como fonte de energia para um sistema de refrigeração de cargas.

As simulações numéricas realizadas por Cunha Neto *et al.* (1976) foram baseadas em um ciclo de refrigeração água-amônia e, nelas, foram desconsiderados os efeitos oriundos das perdas de cargas nos trocadores de calor. Também por meio de simulação numérica, Makiyama (2008), apresentou o desenvolvimento de um sistema de refrigeração por absorção água-amônia que utiliza, como fonte de energia, os gases de escapamento de um motor Diesel de 123 kW de potência máxima. Nesse sistema, a pesquisadora conseguiu produzir 13,082 kW de capacidade de refrigeração, o que corresponde a um reaproveitamento de 10,4 % da potência máxima da máquina ou 16,0 % da energia dissipada por esse tipo de motor, a qual é aproximadamente 2/3 do trabalho total (ROSA, 2017). A fim de ilustrar o trabalho e as perdas de um motor a combustão a diesel, a Figura 2.4 esquematiza o fluxo de potência dessa máquina.

Figura 2.4: Frações da energia do combustível convertidas dentro do motor segundo Rosa (2017).



Fonte: Autoria própria

Por meio de uma abordagem experimental, Rêgo *et al.* (2014) realizaram estudos de controle dinâmico do fluxo de calor dos gases do escapamento para um sistema de refrigeração por absorção, de modo que o equipamento operasse de forma contínua independentemente das condições de rotação do motor. Nessa série de estudos, concluíram que um sistema de absorção pode refrigerar continuamente um determinado meio, mesmo que o motor opere em diferentes condições de trabalho.

Dutra *et al.* (2017) propuseram um modelo para o reaproveitamento do calor do gás, utilizado para mover microturbinas, para aquecer óleos ou água, a qual pode ser utilizada em refrigeradores de absorção. Tal modelo, para uma microturbina com a potência variando de 6 kW até o valor nominal de 23 kW no regime permanente térmico, foi validado em bancada com sucesso. Isso se deve ao fato de a temperatura do óleo aquecido, usado no estudo, ter tido um desvio máximo de apenas 3 °C enquanto a temperatura do gás quente ter ficado, no máximo, 1,9 % abaixo dos valores medidos.

Similarmente, Amaris *et al.* (2020) desenvolveram um modelo que utiliza redes neurais artificiais (RNA) para otimizar a eficiência geral de um sistema de cogeração que reaproveita o calor do gás que movimenta as pás de uma microturbina para aquecer a água a ser utilizada em refrigeradores de absorção. Dos resultados, concluiu-se que o modelo é eficaz, pois os desvios percentuais para prever a carga térmica e o coeficiente de transferência de calor do sistema foram de 0,51 % e 3,48 %, valores baixos se comparados com outro modelo consolidado, o de Aspen (AMARIS *et al.*, 2020).

Enfim, Brizi *et al.* (2014), em um sistema compacto, reaproveitam o calor da queima do gás natural e do biogás. Ambos os gases são utilizados para movimentar as pás de turbinas, as quais são utilizadas para gerar energia elétrica em redes ilhadas. Então, o calor dissipado nesse processo é reutilizado para aquecer a água, que será usada em refrigeradores de absorção também, os quais podem ser aplicados em residências, indústrias, hotéis, hospitais, escolas, universidade e, sobretudo, em áreas isoladas e sem conexão com nenhuma rede de distribuição de energia elétrica nem com o Sistema Interligado Nacional (SIN). Desse estudo, resultam-se que as eficiências globais do sistema de cogeração para os dois tipos de gás são bem próximas: 63 % para o biogás e 63,14 % para o gás natural. Como a diferença entre essas eficiências é mínima, é necessário buscar outros critérios que justifiquem a melhor empregabilidade de um gás em relação ao outro. Um deles é que o gás natural troca mais calor com a água – 1,59 kW a mais. No entanto, o biogás acaba por se sobressair, porque é mais viável economicamente que o gás natural por apresentar um *payback* típico menor, em torno de cinco anos.

2.3.3 Energia elétrica cogeraada

Em 2.3.2, foram divulgados estudos de sistemas de cogeração que a eletricidade é a energia principal e a térmica a cogeraada, tais como as que reutilizam o calor dos gases de turbinas para aquecer fluidos, os quais podem ser utilizados para refrigeradores de absorção (AMARIS *et al.*, 2020; BRIZI *et al.*, 2014; DUTRA *et al.*, 2017). Nesta subseção, estudos de natureza diferente, porém com o mesmo fim, serão melhor desenvolvidos.

Um sistema de cogeração de eletricidade, com reaproveitamento do calor de máquinas térmicas a gás e a vapor, é estudado por Tavares (2019) com a finalidade de ser viabilizado em uma indústria de laticínios. Nele, a autora conclui de forma analítica que a eletricidade cogeraada por dois modelos de máquinas a vapor, com eficiências globais de 77 % e 53 %, corresponderia a somente 22 % do total consumido pela empresa, enquanto as turbinas a gás teriam 65 % de eficiência global e gerariam um excedente de 637 kW de energia elétrica, o qual poderia ser comercializado.

Diferentemente do estudo anterior, Rosa (2017) pesquisou experimentalmente a viabilidade de aplicar células termoelétricas acopladas por tubo ao escapamento de um motor Diesel de 38 kW. No caso com 562 células, a pesquisadora conseguiu extrair 3,5 kW no início da operação e manteve uma potência média de 811 W em regime permanente periódico, o que corresponde a uma eficiência de conversão termoelétrica de 4,27 %. Os resultados dessa pesquisa indicam a viabilidade do projeto para veículos de tamanho médio e pesados, porque a eficiência de conversão termoelétrica do sistema de cogeração é mais que o dobro da restrição de 2 % do projeto.

3 O SISTEMA DE COGERAÇÃO PROPOSTO

Este capítulo é dividido em três partes. Na primeira, é fornecida uma visão geral a respeito da forma como o sistema de cogeração proposto neste TCC é construído e pode ser empregado. Já na segunda parte, procura-se elucidar as questões pertinentes aos critérios de escolha de projeto e aos princípios físicos utilizados na confecção do sistema de reaproveitamento de energia. Por fim, na terceira, apresentam-se as curvas termodinâmicas do sistema de cogeração.

3.1 VISÃO GERAL

O sistema de cogeração do protótipo construído neste TCC é composto por quatro subsistemas, ou unidades, numerados entre 03 e 06, correspondentes, respectivamente, a: o condensador, a unidade de comando e geração de trabalho, a unidade de recuperação de vapor e a microcaldeira geradora de vapor. Nele, também existem dois subsistemas correspondentes ao sistema que recebe a energia em forma de trabalho mecânico. São eles o sistema de refrigeração (01) e a unidade de compressão e bombeamento (02).

Por fim, todo o sistema de cogeração aplicado à refrigeração é resumido, na próxima página, pela Figura 3.1, que representa o diagrama geral dele. Além disso, cada subsistema é resumido entre as subseções 3.1.2 e 3.1.7 e detalhados ao longo da seção 3.2, onde os processos termodinâmicos envolvidos no mecanismo de cogeração serão descritos. Contudo, é preciso antes, na subseção 3.1.1, esclarecer os critérios empregados para a seleção dos fluidos refrigerantes no sistema de cogeração proposto.

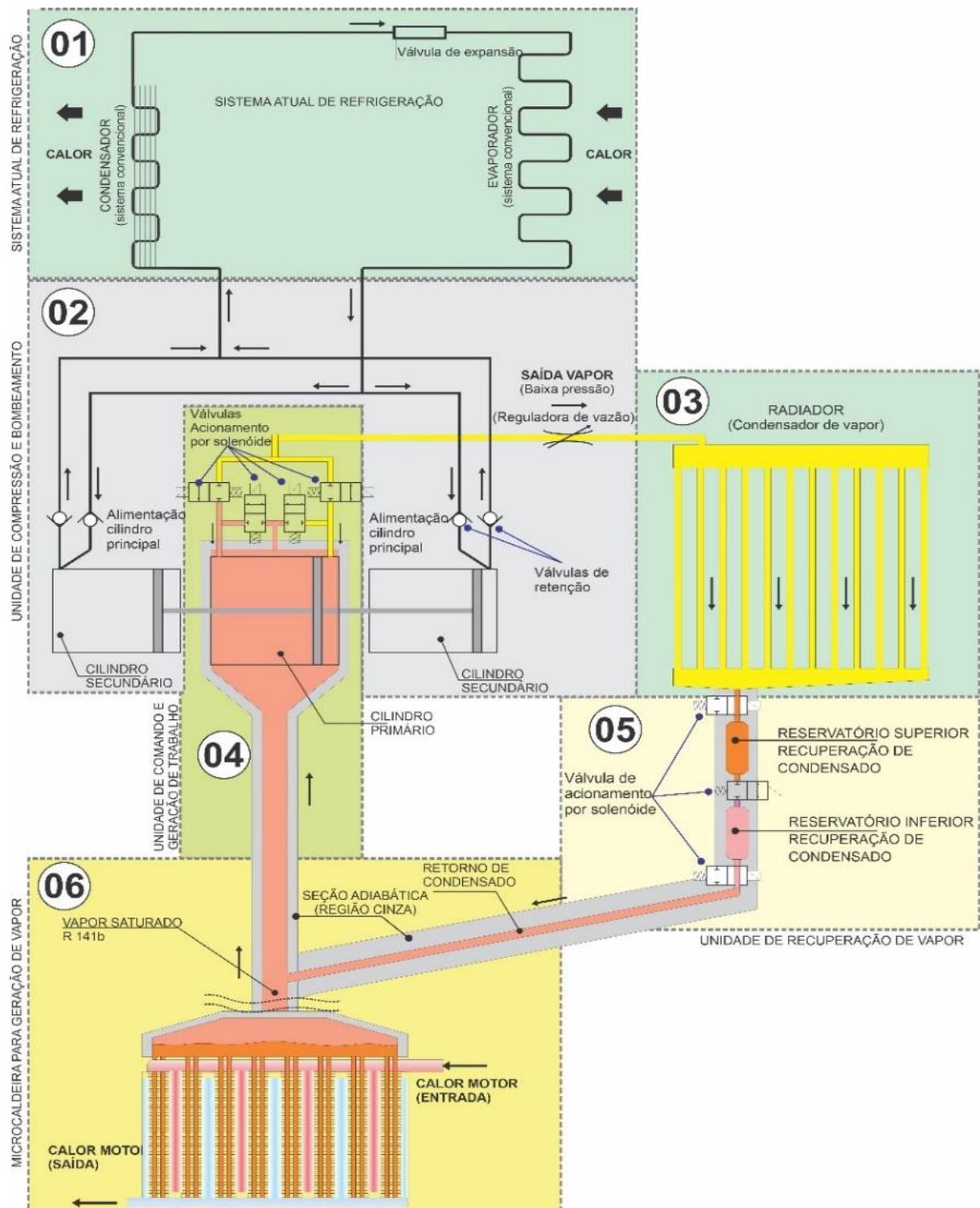
3.1.1 Critérios de seleção dos fluidos refrigerantes

Os fluidos de trabalho que são utilizados nos ciclos de refrigeração e de regeneração do sistema de cogeração proposto são, respectivamente, o R134a e o R141b, tal que este último opera em um ciclo motor a vapor. Optou-se pela escolha deles devido à alta disponibilidade no mercado, preço, especialmente do R134a, e pelo fato de suas propriedades térmicas serem bem conhecidas. Além do que, ambos os refrigerantes são amplamente utilizados no segmento de refrigeração, com uso inclusive em geladeiras e condicionadores de ar.

A respeito do R141b, é o fluido escolhido para acionamento do cilindro primário, pois além das vantagens já enumeradas, possui características termodinâmicas de pressão e temperatura no seu ponto de saturação mais indicados para operação neste trabalho. Por fim,

segundo a norma ANSI/ASHRAE 34, são atóxicos e não inflamáveis (ASHRAE, 2019). Portanto, são seguros, não poluentes, fáceis de serem adquiridos, o que os tornam bem vantajosos para aplicação em cogeração, sobretudo se for considerado o teor didático que o TCC possui.

Figura 3.1: Diagrama completo dividido em subsistemas.



Fonte: Autoria própria

3.1.2 Subsistema 01: Sistema de refrigeração

Esta parte do equipamento possui o princípio similar de funcionamento dos equipamentos de refrigeração por compressão. Basicamente, o fluido refrigerante R134a, em fase vapor, é comprimido para a seção de condensação, onde perde calor para o ambiente até se tornar líquido saturado. Após seu resfriamento, o refrigerante passa pela válvula de expansão, onde ocorre a diminuição da pressão. Isso o faz entrar em ebulição na região do evaporador, o que acarreta na absorção do calor do ambiente refrigerado. Após a evaporação, o fluido retorna para a unidade de compressão, onde será novamente comprimido e enviado para o condensador. Então, o ciclo de refrigeração reinicia todo o processo descrito.

3.1.3 Subsistema 02: Unidade de compressão e bombeamento

Esta unidade é responsável pela compressão mecânica do fluido refrigerante. Consiste em um conjunto de cilindros opostos, os quais, ao entrarem em operação, realizam a admissão, compressão e bombeamento do fluido. As válvulas de retenção instaladas nesta unidade direcionam o fluxo do refrigerante em um único sentido, o que permite, assim, apenas a admissão do gás em baixa pressão e a descarga do fluido já comprimido.

3.1.4 Subsistema 03: Condensador

É no condensador onde o fluido R141b perde calor para o ambiente externo e, então, entra no estado de vapor saturado até se tornar líquido saturado. Por desempenhar essa função de mudança da fase vapor para a líquida do fluido, o condensador também pode ser chamado de unidade de condensação do refrigerante R141b.

3.1.5 Subsistema 04: Unidade de comando e geração de trabalho

É nesta etapa que o equipamento produz o trabalho necessário para suprir a unidade 02. O subsistema 04 é acionado pelo vapor do R141b, o qual chega em alta pressão da microcaldeira (unidade 06), passa pelo cilindro primário e por um conjunto de válvulas, responsáveis por despressurizar cada um dos lados do êmbolo do cilindro primário, de forma alternada, de modo que a diferença de pressão gere o trabalho tanto sobre lado de baixa pressão quanto sobre os cilindros secundários. Esse trabalho e a abertura de uma válvula de saída desse conjunto

ocasionam que vapor do lado de baixa pressão flua, então, para o condensador. Dessa forma, as válvulas são capazes de pressurizar e despressurizar ambos os lados do cilindro primário. Maiores detalhes serão fornecidos na subseção 3.2.2.

3.1.6 Subsistema 05: Unidade de recuperação de vapor

O fluido condensado no subsistema 03 fica depositado no reservatório superior em forma de líquido saturado. Quando ocorre o completo preenchimento deste reservatório, ocorre o fechamento da válvula superior e, conseqüentemente, a abertura da válvula intermediária, a qual se localiza entre os dois reservatórios. Isso faz ocorrer a mistura entre o líquido saturado, situado originalmente no reservatório superior, com o vapor saturado, acumulado anteriormente no reservatório inferior. Dessa forma, devido à densidade, a fase líquida saturada e a fase vapor saturado invertem de posição nos reservatórios e, então, consegue-se recuperar parte da energia interna armazenada no vapor saturado, o que acarreta no pré-aquecimento do líquido saturado antes da sua reentrada na microcaldeira, o qual é empurrado por ação da gravidade. Uma explicação mais detalhada acerca do processo, juntamente aos princípios físicos, será fornecida na subseção 3.2.3.

3.1.7 Subsistema 06: Microcaldeira geradora de vapor

É a unidade que faz a transferência da energia térmica dos gases do escapamento para evaporar o R141b. Consiste basicamente em um trocador de calor aletado, o qual deve produzir vapor para suprir a unidade de comando e geração de trabalho e, em menor parte, a unidade de recuperação de vapor.

3.2 DIMENSIONAMENTO MECÂNICO

É importante salientar que, no sistema de cogeração projetado, existem dois sistemas termodinâmicos, os quais interagem entre si por meio do cilindro primário da unidade de comando e geração de trabalho. O primeiro deles é composto pelas unidades 01 e 02 e é o sistema que recebe a energia cogerada, por qual flui o refrigerante R134a. Esse fluido, por sua vez, antes de retornar ao sistema atual de refrigeração, é comprimido nos cilindros secundários situado em 02 por causa do trabalho cogerado. Esse trabalho é exercido, no êmbolo do cilindro primário, pelo vapor de R141b do segundo sistema termodinâmico.

O segundo sistema termodinâmico, por sua vez, refere-se à cogeração de energia do escapamento e rejeição da energia não utilizada, e é composto pelas demais unidades do sistema de cogeração. Por ele flui o refrigerante R141b e, conforme explicado no parágrafo anterior, exerce trabalho mecânico no primeiro sistema por meio do êmbolo do cilindro primário.

Nesta seção, o dimensionamento mecânico para confecção do protótipo é realizado ao considerar uma aplicação em sistemas refrigerantes. Portanto, justificativas e princípios físicos são elaborados. Para facilitar a compreensão, decidiu-se focar em cada um dos dois ciclos termodinâmicos separadamente, além de dar ênfase a cada unidade do diagrama da Figura 3.1 de forma isolada. Assim, cada etapa dos dois ciclos pode ser melhor detalhada.

Ademais, ressalta-se que, para efeito de cálculos, os dois sistemas foram considerados termicamente isolados, ou seja, a condução de calor no êmbolo é desprezada. Além disso, conforme apontado na seção das limitações de estudo no primeiro capítulo deste TCC, também foram desconsideradas as perdas em todo o sistema de cogeração, compostas, majoritariamente, pelo atrito entre as peças e o arrasto ao longo de todos os percursos.

Portanto, nas subseções seguintes, serão descritos os ciclos termodinâmicos para o protótipo com capacidade de refrigeração de 100 W, valor esse definido para o projeto por simplificar a parametrização dos valores em cada processo do sistema, o que, por sua vez, ajuda a exemplificá-lo de uma forma didática.

3.2.1 O primeiro ciclo termodinâmico – refrigeração com reaproveitamento de energia

Os princípios físicos utilizados para o dimensionamento do sistema de refrigeração convencional e da unidade de compressão e bombeamento são elucidados nos seguintes itens.

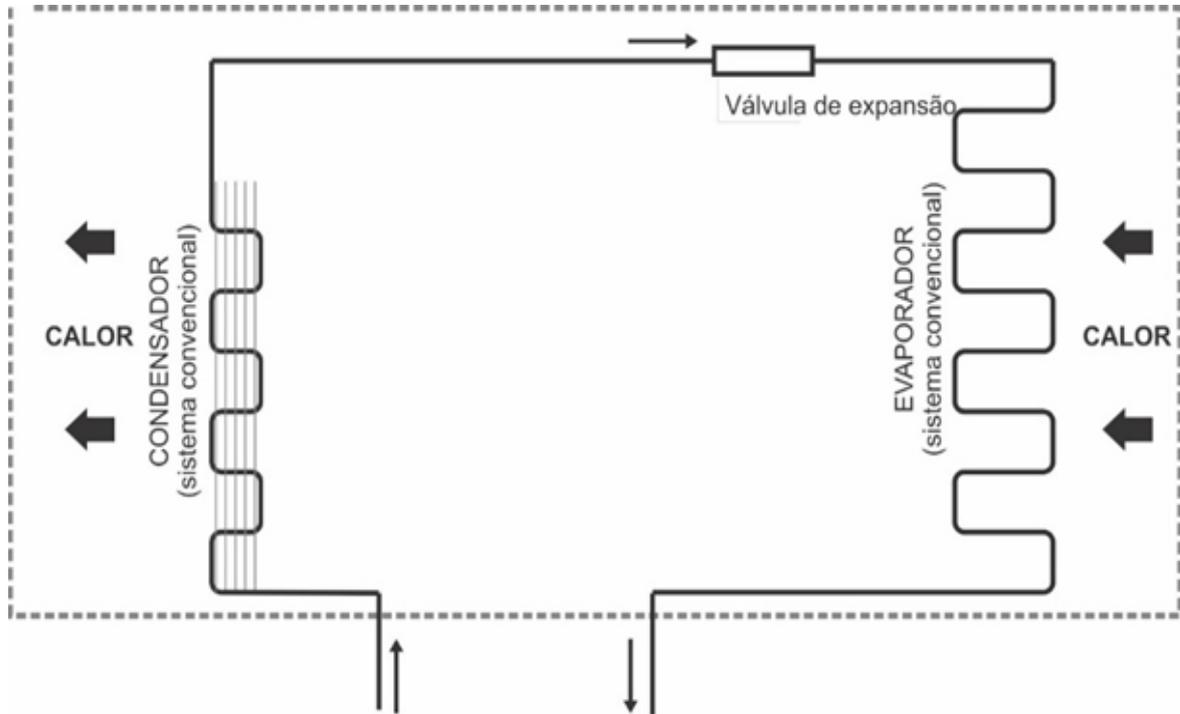
3.2.1.1 Dimensionamento do ciclo de refrigeração por compressão

O diagrama apresentado na Figura 3.2 corresponde a um ciclo comum de refrigeração por compressão, que utiliza o fluido R134a como fluido refrigerante.

Para uma capacidade de refrigeração (\dot{Q}) equivalente a 100 W, o fluido refrigerante R134a deve entrar pressurizado em 1891 kPa a 65 °C no condensador, em estado de vapor saturado (ÇENGEL *et al.*, 2008b). Neste processo, o fluido se condensa e perde calor isobaricamente para o ambiente até se tornar líquido saturado. Enfim, após passar pela válvula de expansão, o R134a tem a sua pressão abaixada. Na saída dela, portanto, devido à baixa pressão no trocador de calor, o líquido evapora pela absorção de calor do ambiente externo, o qual passa, então, a ser refrigerado. Então, o vapor segue frio, a -10 °C, e despressurizada a

200,74 kPa para o compressor, o qual devolve o vapor pressurizado e quente, com os devidos valores já citados, para reiniciar o processo.

Figura 3.2: Sistema de refrigeração convencional (subsistema 01).



Fonte: Autoria própria

Nesse processo, determina-se o fluxo de massa no sistema por meio da equação (1).

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_v - h_l) \quad (1)$$

Onde:

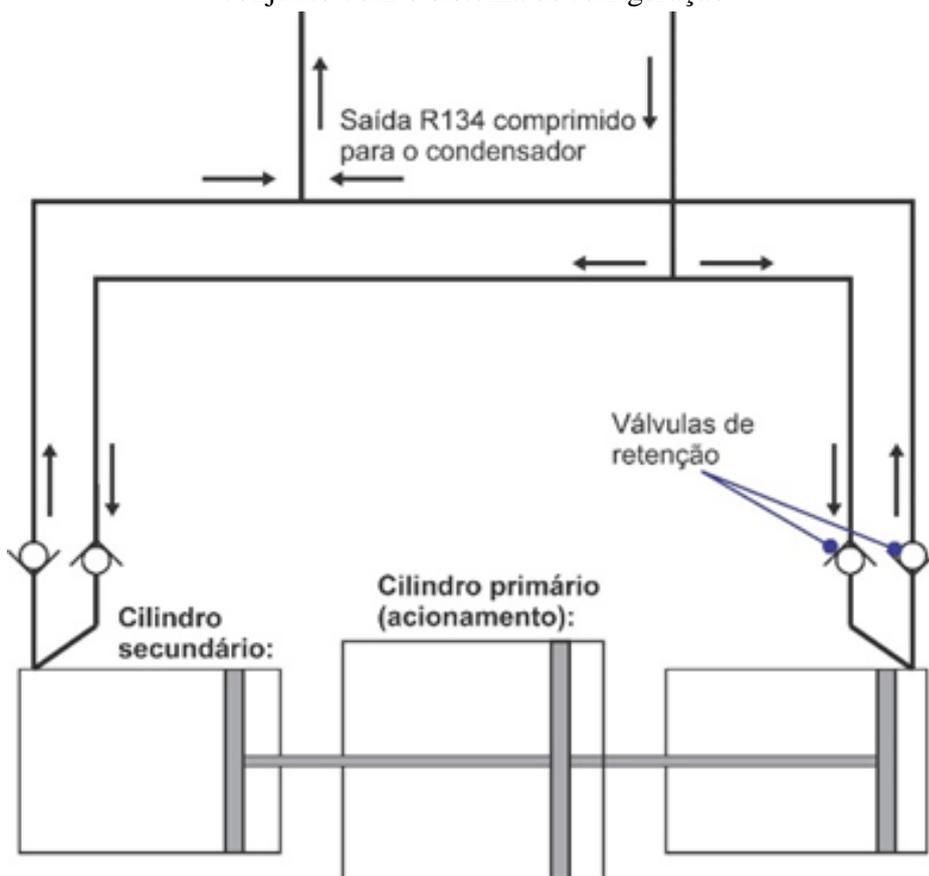
- \dot{Q} → Capacidade de refrigeração (fluxo de calor) [kJ/s, kW];
- \dot{m} → Fluxo de massa do refrigerante [kg/s];
- h_v → Entalpia específica do vapor saturado do refrigerante [kJ/kg];
- h_l → Entalpia específica do líquido saturado do refrigerante [kJ/kg].

Para ser mais específico, o valor de h_v se refere ao vapor de R134a a -10 °C e 200,74 kPa enquanto o de h_l se refere ao líquido de R134a a 65 °C e 1891 kPa. Nessas condições, segundo a Tabela A-11 do Apêndice 1 de Çengel *et al.* (2008b, pp. 902-903), fornecida no Apêndice A deste TCC, $h_v = 244,51\text{ kJ/kg}$ e $h_l = 147,62\text{ kJ/kg}$ respectivamente. Portanto, $\dot{m} = 1,03\text{ g/s}$.

3.2.1.2 Dimensionamento do conjunto compressor de pistões opostos

Pistões cilíndricos secundários idênticos, responsáveis pela compressão do R134a, são mostrados na Figura 3.3.

Figura 3.3: Sistema de cilindros opostos para controle do fluxo de energia do sistema em conjunto com o sistema de refrigeração



Fonte: Autoria própria

Para uma demanda mássica de 1,03 g/s na fase vapor a uma pressão de saturação de 1891 kPa, foram escolhidos pistões de dimensões comuns no mercado: 100 mm de diâmetro e 180 mm de altura. No espaço que compreende as paredes do cilindro e a superfície do êmbolo, o R134a é despejado em baixa pressão. Então, recebe trabalho aplicado pelo cilindro primário da unidade de comando e geração de trabalho, pertencente ao segundo ciclo termodinâmico, de modo a ser pressurizado e, assim, retornar ao condensador do subsistema 01.

Ao definir o volume do cilindro secundário pela equação (2) e o volume específico de entrada do R134a em fase vapor no conjunto compressor, isto é, a uma temperatura (T) de -10 °C com pressão saturada (P_{sat}) de 200,74 kPa, obtido da tabela apresentada no Apêndice A,

consegue-se determinar a massa total do fluido dentro dos cilindros secundários (m_2) por meio da equação (3).

$$V_2 = \frac{\pi D_2^2 l_2}{4} \quad (2)$$

$$m_{R134a} = \frac{V_2}{v_{v-R134a}} \quad (3)$$

Tal que:

- $V_2 \rightarrow$ Volume de um cilindro secundário [m^3];
- $m_{R134a} \rightarrow$ Massa total de vapor R134a saturado dentro dos cilindros secundários [kg];
- $D_2 \rightarrow$ Diâmetro de um cilindro secundário [m];
- $l_2 \rightarrow$ Altura de um cilindro secundário [m];
- $v_{v-R134a} = 0,099516 \text{ m}^3/\text{kg} \rightarrow$ Volume específico do vapor R134a saturado à $-10 \text{ }^\circ\text{C}$.

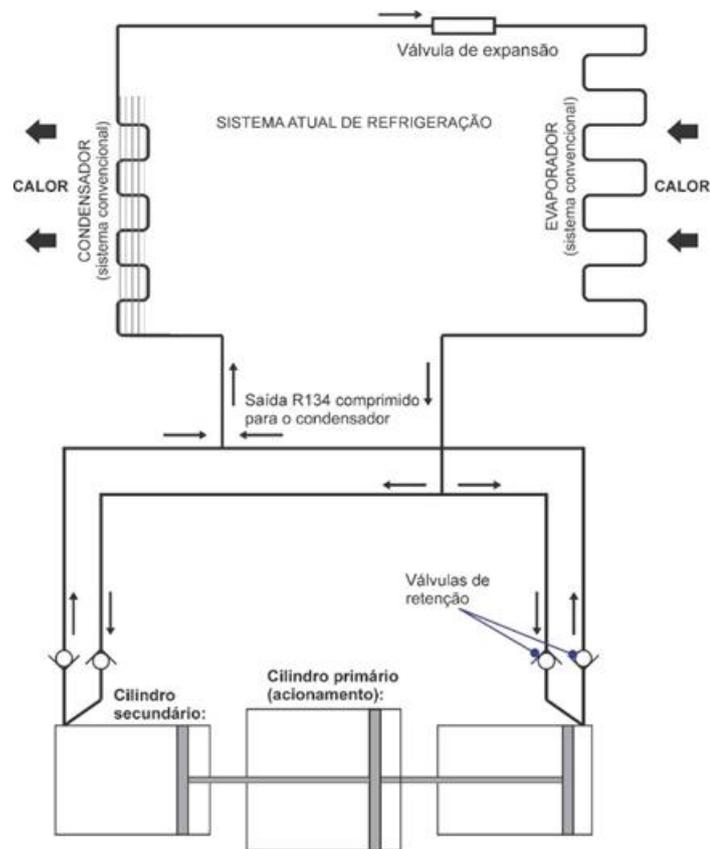
Além disso, ressalta-se que os dois cilindros secundários não podem estar nem simultaneamente cheios nem simultaneamente vazios, pois a massa do fluido num recipiente é complementar a do outro. Portanto, não é necessário aplicar nenhum fator multiplicativo às dimensões dos cilindros.

Logo, já que todos os elementos das equações (2) e (3) são conhecidos, calcula-se a massa de vapor refrigerante dentro do cilindro secundário quando este está totalmente preenchido, o que corresponde a, aproximadamente, 14,2 g. Com esse valor, consegue-se determinar o tempo de fechamento ideal dos cilindros (t) através da equação (4), onde \dot{m}_{R134a} é o fluxo de massa de R134a no cilindro em gramas por segundo.

$$t = \frac{m_{R134a}}{\dot{m}_{R134a}} \quad (4)$$

Dessa forma, os cilindros precisam completar seu curso (fechar) em um tempo de 13,8 s para a massa de R134a ser bombeada. Ao conjugar as figuras 3.2 e 3.3, o diagrama completo do sistema térmico pode ser visualizado na Figura 3.4. Com o deslocamento do conjunto de cilindros, o ciclo flui continuamente pelo primeiro sistema termodinâmico, de maneira similar aos refrigeradores por compressão atuais.

Figura 3.4: Diagrama do conjunto de refrigeração completo.



Fonte: Autoria própria

3.2.2 A conexão do trabalho mecânico entre os dois ciclos termodinâmicos

Esta subseção elucidada o dimensionamento da unidade de comando e geração de trabalho, a qual aproveita a energia do escapamento do motor para mover o pistão do cilindro primário e, assim, comprimir o fluido R134a do sistema de refrigeração. Também explica o acionamento das válvulas de pressurização e despressurização do cilindro primário.

3.2.2.1 Dimensionamento da unidade de comando e geração de trabalho

Após dimensionadas as características de tempo, vazão, pressão e temperatura do conjunto de refrigeração de 100 W, determina-se a força necessária para mover o êmbolo, cuja haste é comum aos três cilindros do projeto. Com isso, realiza-se trabalho sobre o refrigerante R134a com a finalidade de o compressor entrar em operação. Então, o trabalho é

determinado pela equação (5), proveniente da mecânica clássica, enquanto a força pela equação (6), oriunda da teoria clássica de mecânica dos fluidos.

$$W = FL \quad (5)$$

$$F = \Delta PA \quad (6)$$

Tal que:

- $W \rightarrow$ Trabalho [kJ];
- $F \rightarrow$ Força [kN];
- $L \rightarrow$ Deslocamento de fluido [m];
- $\Delta P \rightarrow$ Diferença de pressão [kPa];
- $A \rightarrow$ Área do êmbolo [m²].

Ademais, como se trata de um processo adiabático, a energia se conserva e a força nos cilindros secundários é igual à do primário, o que é demonstrado matematicamente abaixo.

$$W_1 = W_2$$

$$F_1 L = F_2 L$$

$$F_1 = F_2$$

$$\Delta P_1 A_1 = \Delta P_2 A_2$$

$$\frac{\Delta P_1 \pi D_1^2}{4} = \frac{\Delta P_2 \pi D_2^2}{4}$$

$$\Delta P_1 D_1^2 = \Delta P_2 D_2^2$$

Onde:

- $W_1 \rightarrow$ Trabalho realizado pelo cilindro primário [kJ];
- $W_2 \rightarrow$ Trabalho realizado sobre o cilindro secundário [kJ];
- F_1 – Força necessária para deslocar o êmbolo do cilindro primário [kN]
- F_2 – Força necessária para deslocar o êmbolo dos cilindros secundários [kN]
- $L \rightarrow$ Deslocamento de fluido [m];
- $\Delta P_1 \rightarrow$ Diferença de pressão no cilindro primário [kPa];
- $\Delta P_2 \rightarrow$ Diferença de pressão nos cilindros secundários [kPa];

- $A_1 \rightarrow$ Área do êmbolo do cilindro primário [m^2];
- $A_2 \rightarrow$ Área do êmbolo de um cilindro secundário [m^2];
- $D_1 \rightarrow$ Diâmetro do cilindro primário [m];
- $D_2 \rightarrow$ Diâmetro de um cilindro secundário [m].

A respeito da diferença de pressão no cilindro primário, sabe-se que o fluido R141b chega aquecido da microcaldeira no estado de vapor saturado à 150 °C e 1791,18 kPa. Devido ao sistema de acionamento de válvulas, melhor detalhada em 3.2.2.2, esse vapor sofre um processo adiabático tal que é resfriado até 100 °C e é despressurizado até 677,19 kPa, o que faz o êmbolo se mover. Esses valores de pressão e de temperatura provêm da Tabela A.6.2 do Apêndice A de Colle (2012, p. 19), a qual é apresentada no Apêndice B deste TCC.

Dessa forma, ao considerar a altura de todos os cilindros iguais (180 mm), as pressões inicial e final de R134a e do fluido R141b, estima-se o diâmetro do cilindro primário por meio da equação (7), oriunda da demonstração matemática anterior.

$$D_1 = \sqrt{\frac{\Delta P_2}{\Delta P_1}} D_2 \quad (7)$$

Portanto, ao saber que diferença de pressão no cilindro primário é de 1113,99 kPa e de 1690,26 kPa no secundário, tem-se que o diâmetro do primeiro cilindro vale 123 mm.

Por fim, como a pressão necessária para expulsar o fluido R134a do pistão é de 1891 kPa e a pressão de entrada no cilindro secundário é de 200,74 kPa, determina-se força mínima que necessita ser realizada na haste para seu deslocamento através da equação (8), proveniente da equação (6), cujas grandezas se referem ao referido cilindro neste caso.

$$F = \frac{\pi D^2 \Delta P}{4} \quad (8)$$

Dessa forma, como a diferença de pressão é de 1690,26 kPa (1891 kPa menos 200,74 kPa) num cilindro de diâmetro igual a 0,123 m, determina-se, pela equação (8) que a força necessária, para atingir a pressão mínima de bombeamento, é 13,3 kN. Essa força atua ora no cilindro da esquerda, ora no da direita, os quais podem ser interpretados como um único elemento nesse sistema, porém com descontinuidade. Portanto, o cilindro primário deve

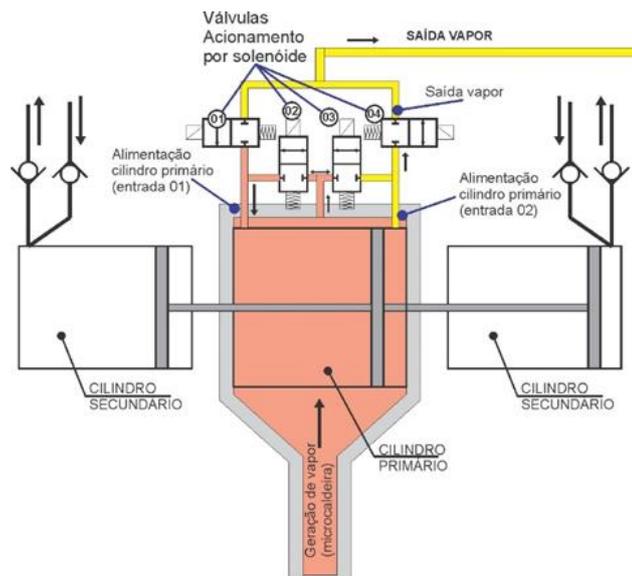
produzir um trabalho com uma força acima desse valor para que o sistema opere regularmente com 100 W de capacidade de refrigeração.

3.2.2.2 O acionamento das válvulas de pressurização e despressurização do cilindro primário

Para um correto funcionamento do conjunto, é necessária a instalação de quatro válvulas de retenção, que possuem a finalidade de transformar o ciclo alternado, causado pelos cilindros secundários, em um único sentido de fluxo para o fluido refrigerante R141b. Com essa configuração e os dimensionamentos feitos, realiza-se o trabalho de compressão com as mesmas características exercidas por um compressor convencional, dentro das condições de pressão, vazão e temperatura.

Conforme representado pela Figura 3.5, o controle da pressão e do fluxo do vapor R141b de todo o equipamento pode ser feito por meio da automação do cilindro primário através de válvulas direcionais sincronizadas e acionadas eletricamente por solenóides, as quais, por sua vez, podem ser controladas por CLPs ou microcontroladores. No entanto, como o foco deste TCC não é controle nem automação, o acionamento dessas válvulas é realizado da forma manual de fato. Em outras palavras, o controle do cilindro se faz pelo acionamento sincronizado das válvulas em duas etapas, descritas a seguir.

Figura 3.5: Indicações das válvulas solenóides de controle.



Fonte: Autoria própria

- Válvulas 02 e 04 abertas e válvulas 01 e 03 fechadas: Permite a entrada de vapor (caminho laranja) de R141b em alta pressão para dentro do cilindro através da válvula

02, o que acarreta no deslocamento do êmbolo do cilindro para a direita. Além disso, a consequência de a válvula 04 ficar aberta é a remoção da massa de vapor contida na parte direita do cilindro e a transferência dela (caminho amarelo) até o sistema de condensação.

- Válvulas 02 e 04 fechadas e válvulas 01 e 03 abertas: Ao inverter a sequência de abertura das válvulas, o caminho de alimentação de vapor para o cilindro também é invertido. Logo, o vapor pressurizado entra pela válvula 03 enquanto a válvula 01 transfere a massa de vapor do ciclo anterior para o sistema de condensação; o cilindro é deslocado para a esquerda.

Portanto, as válvulas 02 e 03 são responsáveis pela entrada de vapor em alta pressão para as câmaras do cilindro principal, enquanto as válvulas 01 e 04, quando abertas, liberam o vapor para o condensador.

Ao utilizar os valores já definidos para o cilindro primário, isto é, diâmetro aproximado de 0,123 m, área da seção transversal de 0,0119 m² e o curso do êmbolo de 0,180 m, determina-se que o volume desse cilindro é igual a 0,00214 m³. Nessas condições, pela equação (7), é calculada a massa de R141b (m_1) que ocupa o cilindro.

$$m_{R141b} = \frac{V_1}{v_{v-R141b}} \quad (7)$$

Tal que:

- $V_1 \rightarrow$ Volume do cilindro primário [m³];
- $m_{R141b} \rightarrow$ Massa total de R141b vaporoso saturado dentro do cilindro primário [kg];
- $v_{v-R141b} = 0,011920$ m³/kg \rightarrow Volume específico do R141b vaporoso saturado à 150 °C.

A massa de vapor de R141b que preenche o cilindro é, então, igual a 180 g. Então, é essa a quantidade de massa que precisa preencher todo o volume do cilindro no tempo necessário de 13,8 s para uma operação nas condições necessárias do sistema de refrigeração usual. Recordar-se que esse tempo foi calculado, pela equação (4), na etapa de dimensionamento do conjunto compressor de pistões opostos para o refrigerante R134a. Além do que, se esse tempo é diminuído, aumenta-se a capacidade de refrigeração, pois mais massa é bombeada em menos tempo.

Logo, ao reorganizar essa equação e aplicá-la ao fluido R141b, determina-se, por meio da equação (8), a vazão mássica (\dot{m}_{R141b}) desse refrigerante no sistema.

$$\dot{m}_{R141b} = \frac{m_{R141b}}{t} \quad (8)$$

Portanto, a vazão mássica de vapor saturado de R141b, a 150 °C, é de 13,0 g/s.

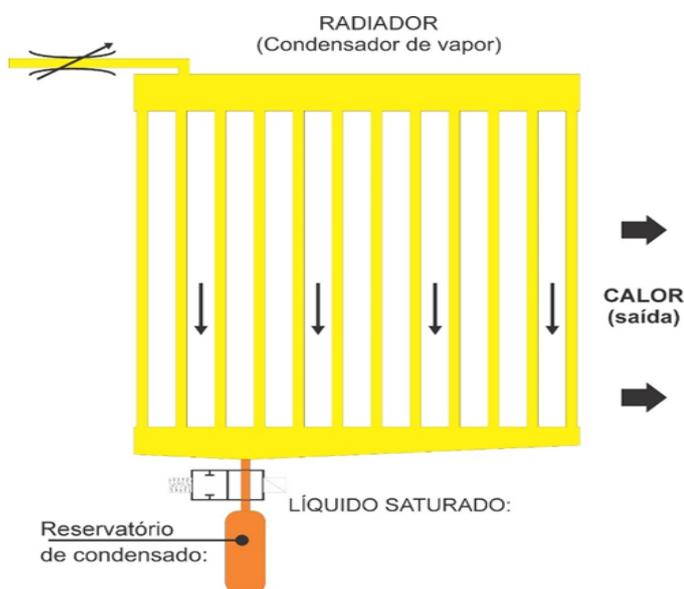
3.2.3 Segundo ciclo termodinâmico – Regeneração da energia do escapamento e rejeição da energia não utilizada

Esta subseção busca descrever os processos termodinâmicos que ocorre no segundo ciclo, mais especificamente no condensador, na unidade de recuperação de vapor e na microcaldeira geradora de vapor, visto que o processo para a unidade de comando e geração de vapor já foi descrito na subseção anterior.

3.2.3.1 Condensador

Após o fluido R141b realizar trabalho no cilindro principal, é direcionado ao condensador, ilustrado pela Figura 3.6, onde será resfriado a 100 °C até o estado de líquido saturado. Por ficar no estado líquido, mesmo saturado, garante-se a acumulação do refrigerante no reservatório inferior por ação da força da gravidade. Quando este reservatório fica totalmente preenchido pelo líquido, pode ser fechado por uma válvula.

Figura 3.6: Trocador de calor responsável pela condensação e reservatório de condensado.

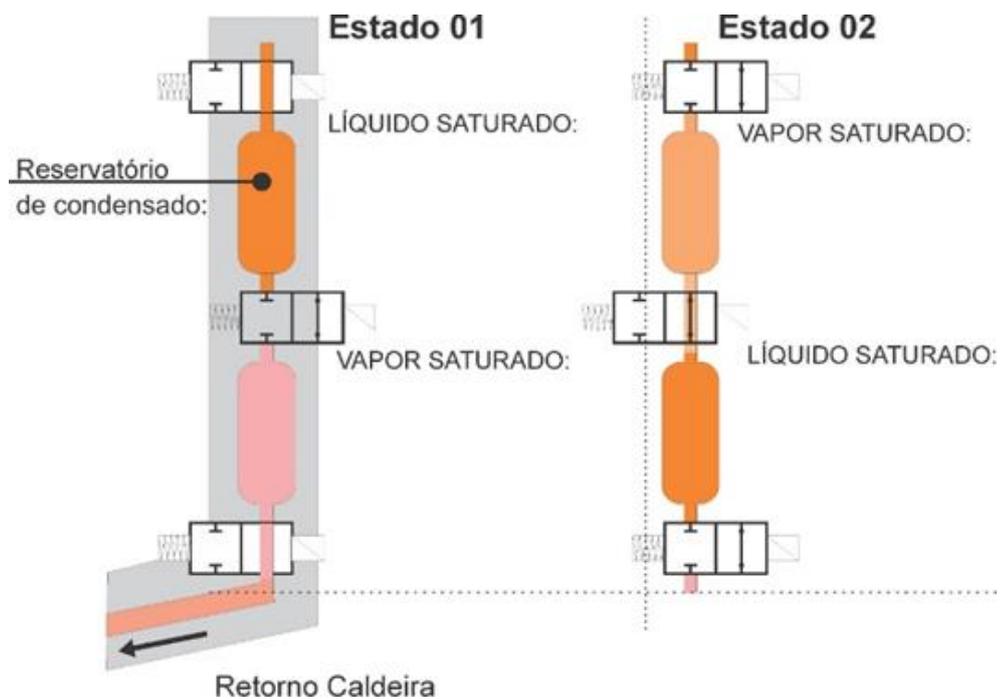


Fonte: Autoria própria

3.2.3.2 Mecanismo de regeneração de vapor

Com a finalidade de fechar esse segundo ciclo, foi modelado um conjunto, composto por três válvulas (superior, entre os reservatórios e inferior), as quais funcionam em dois estágios. Esse conjunto é capaz de liquefazer e pré-aquecer o fluido condensado antes que este possa retornar para a microcaldeira. Dessa forma, pode-se fazer com que o reservatório superior seja preenchido integralmente com líquido condensado a 100°C, o qual deve atingir uma temperatura de equilíbrio de 115°C, conforme explicado mais abaixo, quando for misturado ao vapor residual a 150°C oriundo da microcaldeira, no reservatório inferior, conforme mostrado na Figura 3.7. Ambos os reservatórios possuem 0,5 l e os estados são elucidados a seguir.

Figura 3.7: Reservatórios superior e inferior responsáveis pelo pré-aquecimento e reentrada na microcaldeira.



Fonte: Autoria própria

- Estado 01: As válvulas superior e inferior encontram-se abertas e a intermediária fechada, então a mistura de fluidos contidos no sistema sai enquanto o líquido a 100 °C desce do condensador para o reservatório de cima e o vapor a 150 °C sobe da microcaldeira para o reservatório de baixo. A massa de cada fluido em seu reservatório é determinada através dos dados do volume de cada recipiente e do volume específico de cada estado físico. Com isso, energia interna (U) desse

sistema é calculada através do produto de cada massa com sua respectiva energia interna específica (u), o que resulta em $U = 100,97$ kJ. Sobre os valores específicos, provêm da tabela das propriedades do R141b presente no Anexo B (COLLE, 2012).

- Estado 02: As válvulas que estavam abertas se fecham enquanto a do meio se abre de maneira que os fluidos se misturem e troquem calor num sistema hermeticamente fechado, sem considerar a condução térmica nas válvulas, ou seja, a energia interna se conserva. De forma resumida, nesse processo, a pressão e a temperatura diminuem; o vapor, por ser menos denso, sobe enquanto o líquido, mais denso, desce. Por interpolação na tabela do Anexo B (COLLE, 2012), chega-se à temperatura aproximada de 115 °C no equilíbrio e, conseqüentemente, numa pressão de saturação de $932,03$ kPa.

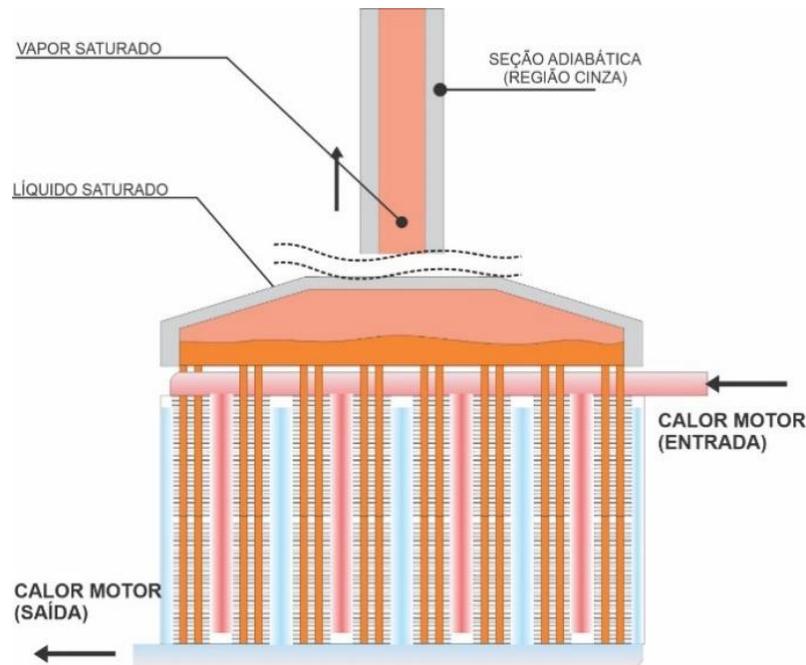
Quando o mecanismo volta ao estágio 1, enquanto o vapor sobe ao condensador, o líquido, empurrado pela força da gravidade, desce para a microcaldeira, o que dispensa, então, bombas de alta pressão, o que o descaracteriza como Ciclo Orgânico de Rankine, mas o caracteriza como ciclo motor a vapor. Logo, o ciclo se repete.

3.2.3.3 Dimensionamento da microcaldeira para geração de vapor

É neste equipamento que será produzida toda a massa de vapor requerida para alimentação energética do sistema. Para o seu funcionamento, esta peça deve ser acoplada a uma fonte de calor, a qual é, no caso implementado neste TCC, os gases de exaustão de um motor a diesel.

Os gases de exaustão de um motor a diesel saem da câmara de combustão a uma temperatura de até 600 °C quando o motor opera em plena carga, podendo ser superior em motores equipados com turbo compressores (CUNHA NETO *et al.*, 1976). No gerador de vapor, é adotado um trocador de calor espiral do tipo fluxo cruzado, porque, além de ser usual na indústria e em pesquisas (AMARIS *et al.*, 2020; CRANE *et al.*, 2004; DUTRA *et al.*, 2017; ZHAN *et al.*, 2011), permite uma vazão mais constante do fluido e amplifica as trocas de calor entre os fluidos, o que aumenta a recuperação de calor do sistema (CRANE *et al.*, 2004). Desse modo, o refrigerante R141b flui no interior dos tubos enquanto os gases de exaustão fluem pelo exterior, os quais podem ser dotados de aletas para permitir uma maior troca de calor por convecção natural. Esse esquema é ilustrado conforme a Figura 3.8.

Figura 3.8: Diagrama da caldeira onde o fluido R141b evapora.



Fonte: Autoria própria

Sabe-se pela equação (8) que a taxa mássica, em forma de vapor, do refrigerante necessária para a operação do equipamento em regime permanente é de 13,0 g/s. Além disso, ao resgatar as propriedades do vapor saturado de R141b na tabela do Anexo B (COLLE, 2012) à temperatura de 150 °C e à pressão de 1791,18 kPa, juntamente com esse valor de vazão mássica requerida para evaporação, calcula-se, por meio da equação (1), o fluxo de calor (\dot{Q}) que a microcaldeira deve fornecer para produção de 180 g de vapor em 13,8 s.

Nesse caso, os valores de h_v e h_l , para o refrigerante R141b são obtidas da tabela do Anexo B (COLLE, 2012) e valem 371,70 kJ/kg e 230,59 kJ/kg respectivamente. Então, ao substituir esses valores na equação (1), ao considerar a pressão constante, a uma taxa mássica de 0,0130 kg/s, a caldeira precisa transferir calor a uma taxa de 1.844 J/s para evaporar o fluido R141b. Antes disso, no entanto, é necessário aquecer o líquido refrigerante 141b de 115 °C até a temperatura de ebulição de 150 °C, o que pode ser feito através da equação (9) e da mesma tabela utilizada anteriormente.

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_{l-150^\circ\text{C}} - h_{l-115^\circ\text{C}}) \quad (9)$$

No entanto, agora, trabalha-se com as entalpias específicas do líquido saturado a 150 °C ($h_{l-150^\circ\text{C}}$) e a 115 °C ($h_{l-115^\circ\text{C}}$), as quais valem 230,59 kJ/kg e 181,94 kJ/kg respectivamente.

Portanto, o aquecimento do líquido deve ocorrer a uma taxa de 635,4 J/s antes da evaporação e, enfim, da soma desse valor com taxa de transferência de calor para a evaporação, tem-se a taxa de transferência de calor total de 2.479 J/s na microcaldeira.

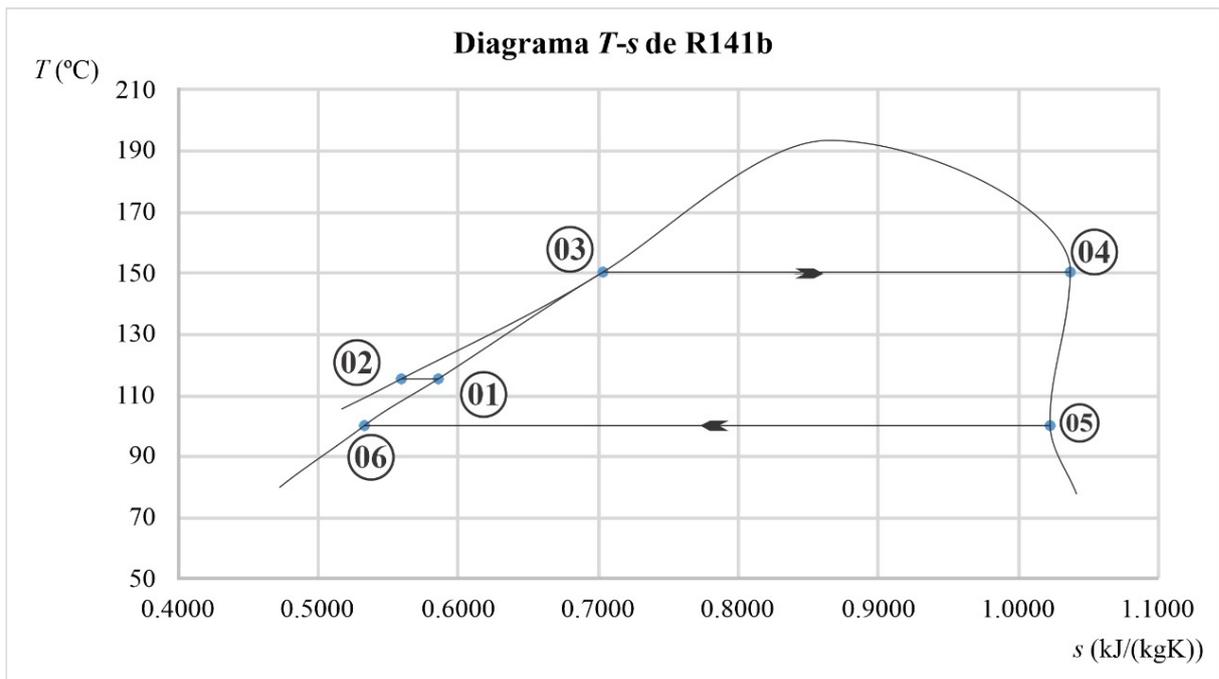
3.3 DIAGRAMAS TERMODINÂMICOS

Com a finalidade de compreender melhor as transformações que o fluido R141b sofre ao longo do circuito o qual faz parte, isto é, o segundo ciclo termodinâmico, são apresentados, nesta seção, os diagramas $T-s$ e $P-V$ do material. Sobre esses gráficos, seus dados foram extraídos da tabela, apresentada no Anexo B (COLLE, 2012).

3.3.1 Diagrama $T-s$

Uma das formas de observar e interpretar o comportamento da máquina proposta, é através de um gráfico que mostre o comportamento do fluido dentro da máquina em diferentes condições de temperatura (T) e entropia específica (s). A Figura 3.9 mostra o diagrama $T-s$ do ciclo termodinâmico completo do fluido R141b enquanto a Tabela 3.1 indica os valores precisos em cada ponto do gráfico.

Figura 3.9 Gráfico de relação entre temperatura e entropia específica de R141b ao longo do ciclo termodinâmico da cogeração.



Fonte: Autoria própria

Tabela 3.1: Dados das propriedades termodinâmicas do fluido R141b em cada ponto analisado.

Ponto	T (°C)	Estado Físico	s (kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	P (kgf/cm ²)	V (dm ³)
1	115	líquido saturado	0,5861	9,5	0,967
2	115	líquido comprimido	0,5600	18,2	0,900
3	150	líquido saturado	0,7039	18,2	1,071
4	150	vapor saturado	1,0373	18,2	11,920
5	100	vapor saturado	1,0230	6,9	33,470
6	100	líquido saturado	0,5333	6,9	0,933

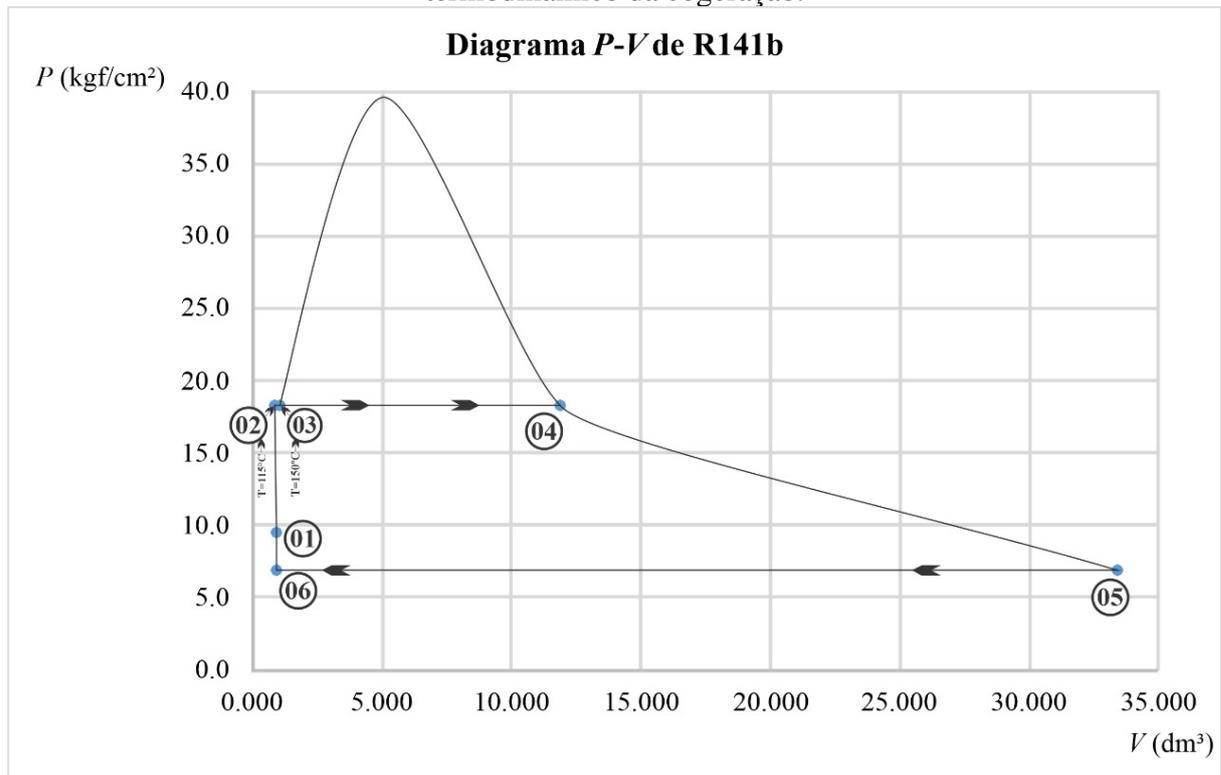
Fonte: Adaptado de Colle (2012).

A respeito desse gráfico, elabora-se uma explicação. No ponto 1, o fluido chega à microcaldeira em forma de líquido saturado, parte dele (curva 1-2) ganha calor, de modo que gera trabalho na mesma proporção até chegar ao ponto 2. Neste ponto também, a pressão aumenta devido à absorção de calor dos gases de exaustão do motor. Desse modo, esse líquido é reaquecido, o que é representado pelas curvas 1-3 e 2-3. Na curva 3-4, o líquido saturado evapora e se expande, de modo que sobe para a unidade de comando e geração de vapor, onde realiza trabalho cogeração sobre o outro ciclo termodinâmico, o que é representado pela curva 4-5. Ao final da expansão, atinge o volume máximo no ponto 5. Então perde calor no condensador, se liquefaz de maneira que também a entropia específica do sistema aumente, o que é representado pela curva 5-6. Por fim, a curva 6-1 representa o fenômeno físico que resulta na temperatura de equilíbrio de 115 °C ao final da mistura que ocorre dentro dos reservatórios da unidade de recuperação de vapor; o fluido então pode prosseguir à microcaldeira e reiniciar o ciclo termodinâmico.

3.3.2 Diagrama P - V

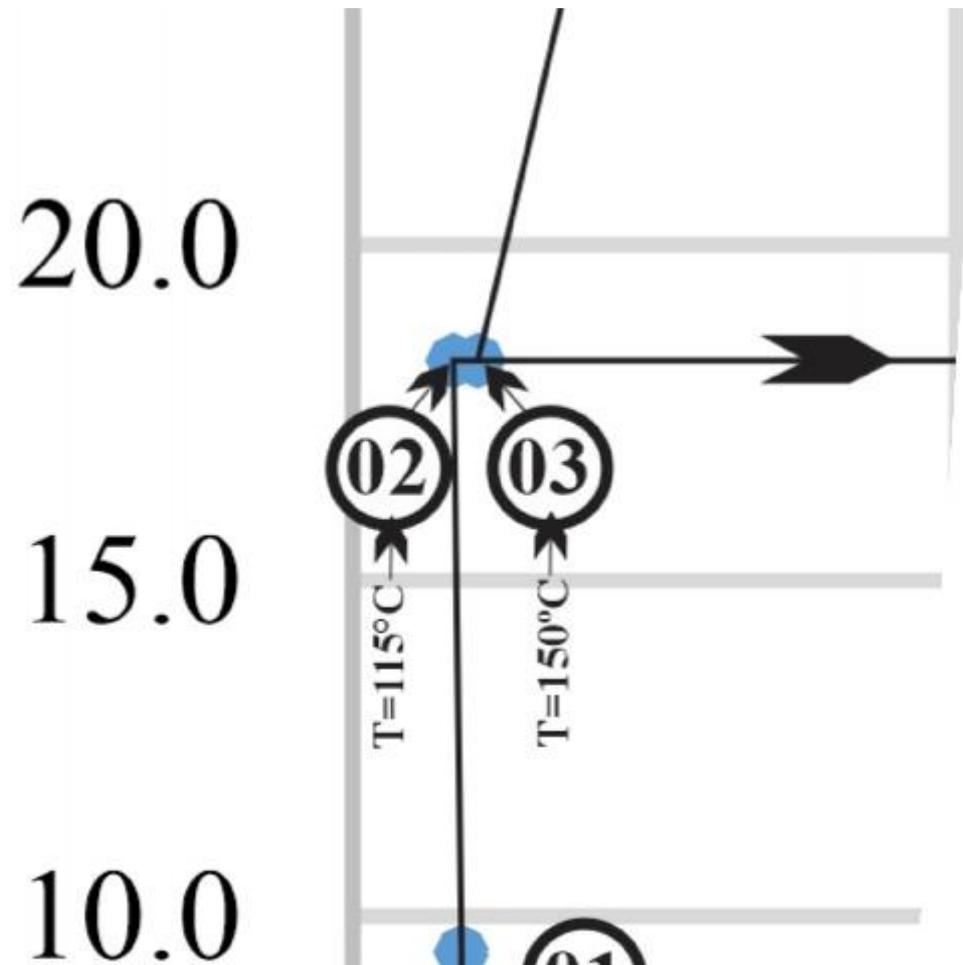
Outra maneira de observar o fenômeno dentro da máquina proposta é através de um gráfico que represente o comportamento da pressão e volume (diagrama P - V) no ciclo termodinâmico completo do fluido R141b. Esse gráfico é representado na Figura 3.10, na qual se pode identificar, com maior facilidade, os diferentes estágios de operação. Em relação às propriedades termodinâmicas do R141b para o diagrama corrente, são as mesmas contidas na Tabela 3.1.

Figura 3.10: Gráfico de relação entre pressão e volume de R141b ao longo do ciclo termodinâmico da cogeração.



Fonte: Autoria própria

O processo é o mesmo descrito para o diagrama T - s , exceto que o foco agora é na pressão e no volume. No ponto 1, o fluido proveniente da unidade de recuperação de vapor entra na microcaldeira, que está em 150°C . Passa, então, por um processo aproximadamente isovolumétrico na curva 1-2, seguido de um aproximadamente isobárico na curva 2-3, ampliada na Figura 3.11. O líquido R141b muda para a fase vapor, quando começa a se expandir (curva 3-4), à pressão constante, de modo que sobe e realiza trabalho útil sobre o pistão por meio da abertura das válvulas de expansão; fenômeno esse representado pela curva 4-5. Em seguida, já no condensador, a pressão diminui, o vapor se liquefaz, o que faz o volume do fluido diminuir consideravelmente, conforme ilustrado na curva 5-6. No ponto 6, já na unidade de regeneração de vapor ocorre, então, o processo representado pela curva 6-1. Nessa reação termodinâmica, a temperatura é elevada de 100°C a 115°C em virtude da troca de calor com o vapor acumulado no reservatório inferior, o qual é proveniente da microcaldeira e está a 150°C . A partir daí, o fluido volta para a microcaldeira e o processo é reiniciado.

Figura 3.11: Detalhe da curva 2-3 do diagrama P - V de R141b.

Fonte: Autoria própria

4 APLICAÇÃO PRÁTICA: CONSTRUÇÃO DO PROTÓTIPO

Este trabalho de conclusão de curso se iniciou em 2018. Foi construído, nas instalações da faculdade DAMA, em Canoinhas (SC), um pequeno protótipo a fim de demonstrar, de forma didática, os princípios de termodinâmica aplicados ao protótipo do sistema de cogeração proposto. Para esse fim, foi utilizado um motor Diesel de uso comum em caminhões e ônibus, cujas características são apresentadas na Tabela 4.1 e foto disponível na Figura 4.1.

Tabela 4.1: Características do motor utilizado no protótipo para cogeração.

Marca	Mercedes-Benz
Modelo	OMG 5013
Número de cilindros	6 (em linha)
Potência	190 cv
Tipos de injeção	Direta, mecânica
Combustível	Diesel

Figura 4.1: Motor OMG 5013, 190 cv, Mercedes-Benz.



Fonte: Autoria própria.

O autor deste TCC é colaborador nessa instituição de ensino por treze anos. Nela, trabalha-se com projetos e ensino a nível técnico em Mecânica e em Elétrica. Durante o trabalho, que acontecia predominantemente durante o recesso acadêmico da UFSC, mas também ocorreu durante 2020, também foram construídas bancadas para fins didáticos.

A respeito do protótipo em si, a DAMA cooperou com a cessão de equipamentos e a reparação do motor, além de todo o espaço e ferramentas auxiliares para o experimento. A finalidade, conforme elucidado na introdução deste TCC, e, sobretudo, para a faculdade, é que o protótipo pudesse ser utilizado didaticamente, pelos professores, durante as atividades de ensino dos estudantes, para estes aprenderem alguns conhecimentos de ciências térmicas e comandos pneumáticos a nível técnico.

4.1 CONFECÇÃO

Nesta seção, será mostrada a confecção do sistema de cogeração, composto pelos subsistemas 03, 04, 05 e 06. dimensionado no capítulo 3.

4.1.1 Conjunto de coleta dos gases de exaustão

Devido às limitações dos produtos encontrados no mercado, o conjunto de coleta dos gases de exaustão é dimensionado para operar inicialmente com 0,004 metros cúbicos. Esse conjunto, onde fica o reservatório do fluido R141b para aquecimento e geração de vapor, é constituído por três partes: microcaldeira, reservatório de fluido e coifa. Ao analisar os cálculos preliminares e trocadores de calor em funções equivalentes, optou-se em desenvolver uma microcaldeira com aletas externas a fim de aumentar a convecção entre os tubos preenchidos com o refrigerante R141b e os gases de exaustão. A Figura 4.2 mostra a microcaldeira, que é a peça aletada de cor preta, e o reservatório de fluido, composto de tubos metálicos.

Figura 4.2: Montagem do conjunto evaporador.



Fonte: Autoria própria.

Esse conjunto é, então, fechado pela coifa, a qual é fabricada em chapas de 1,00 mm de espessura, sendo seu material o Aço-Carbono 1020 revestido contra corrosão pelo processo de galvanização. Ademais, todo o conjunto foi desenvolvido com peças feitas de bronze, latão além do referido aço; materiais esses utilizados que conseguem suportar temperaturas acima dos 600 °C, muito mais do que suficiente para as temperaturas assumidas pelo R141b no sistema. Enfim, a montagem final do conjunto de coleta dos gases de exaustão é resumida na Figura 4.3.

Figura 4.3: Conjunto coletor de calor montado.



Fonte: Autoria própria.

4.1.2 Trocadores de calor

Tanto a microcaldeira quanto o condensador foram fabricados a partir de trocadores de calor aletados com capacidade de 5 cv. Apesar de não ser explorada neste trabalho a eficiência na transferência de calor entre a máquina e o ambiente, foram adotados trocadores de calor cujas condições de trabalho dimensionados são razoavelmente equivalentes à aplicação em que será operado o protótipo. A montagem desses trocadores de calor é mostrada na Figura 4.4.

Figura 4.4: Montagem dos trocadores de calor.



Fonte: Autoria própria.

Como demonstrado no capítulo 3, este equipamento deve produzir 100 W de refrigeração, o que requer a absorção de 2.479 W de potência, oriunda do trabalho realizado pelos gases de exaustão, pela microcaldeira. Esse valor é tecnicamente baixo se comparado a trocadores de calor de dimensões e condições de trabalho analogamente similares, o que implica em menor eficiência do sistema termodinâmico. Contudo, isso já era esperado, porque, nas limitações de estudo, não foram considerados os fenômenos de transferência de calor com o rigor devido.

4.1.3 Cilindros primários

Para a aplicação, foram utilizados três cilindros com 100 mm de diâmetro e 180 m de curso, mostrados na Figura 4.5. É nesses cilindros que a energia do fluido R141b é convertido em trabalho, o qual move o êmbolo e é aplicado em outro sistema. Além disso, caso esse fluido aplicasse trabalho nos cilindros do sistema de refrigeração, os quais possuem medidas idênticas ao primário e pelo qual circula o refrigerante 134a, isso implicaria em variações de pressão iguais também.

Figura 4.5: Cilindros para compressão de vapor.



Fonte: Autoria própria.

4.2 O SISTEMA DE COGERAÇÃO EM FUNCIONAMENTO

As Figuras 4.6 e 4.7 mostram o sistema de cogeração montado e pronto para o funcionamento.

Figura 4.6: Conexão dos cilindros e a unidade recuperadora de vapor com o conjunto coletor de calor, acoplado ao escapamento do motor a diesel.



Fonte: Autoria própria.

Figura 4.7: Equipamento de cogeração completo acoplado ao escapamento do motor a diesel. O condensador encontra-se na posição superior central da imagem.



Fonte: Autoria própria.

O protótipo, fabricado com peças disponíveis no mercado, conseguiu realizar trabalho estimado de 100 W a partir do reaproveitamento da energia térmica do escapamento do veículo, o que corresponde a uma eficiência de reaproveitamento de 4,0 % dos 2.479 W dos gases de exaustão. Essa estimativa baseia-se no levantamento, pelos cilindros do protótipo de cogeração, da traseira de um buggy, parte onde está o motor do veículo, e, portanto, a mais pesada conforme ilustra a Figura 4.8. Portanto, isso demonstra a viabilidade do projeto e do conceito apresentado.

Figura 4.8: Trabalho cogenerado para levantar a traseira de um buggy.



Fonte: Autoria própria.

Esses 4,0 % de eficiência são baixíssimos quando comparados às simulações do estudo de Makiyama (2008), o qual reaproveita 10,4 % dos rejeitos dos gases do escapamento de um motor Diesel de 123 kW de potência nominal para desenvolver um sistema de refrigeração água-amônia. Entretanto, a eficiência de reaproveitamento energético deste trabalho de conclusão de curso é muito próxima da obtida na dissertação de mestrado de Rosa (2017), que, conforme elucidado no capítulo 2, obteve uma eficiência de conversão termoelétrica de 4,27 % na cogeração de eletricidade proveniente dos gases de escapamento de um motor a diesel e 38 kW.

Por fim, pode-se afirmar que, caso fossem dimensionados todos os trocadores de calor, tubulações, válvulas e cilindros, conseguir-se-ia gerar potências mais elevadas a fim de serem aplicadas em diversos equipamentos de refrigeração. No entanto, devido ao tempo, não foi possível implementar isso neste estudo; isto deve ser explorado em uma pesquisa futura.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste trabalho foi apresentado um protótipo capaz de reaproveitar 4,0 % da energia dos gases, emitidos pela combustão de diesel de um motor, para cogeração de 100 W. Essa potência é reaproveitada para aplicar trabalho em um sistema mecânico de tração, mas que também pode ser aplicado à refrigeração e à geração de energia elétrica conforme amplamente discutido no capítulo 2 deste TCC.

O sistema de cogeração proposto foi projetado a partir da energia térmica rejeitada pelos gases do escapamento de um veículo movido à diesel, mostrou-se tecnicamente viável, embora mais estudos sejam necessários para atestar a sua viabilidade econômica e aplicações em escala industrial. Ademais, esse protótipo foi desenvolvido por meio de cálculos para o dimensionamento desse trabalho reaproveitado em um sistema de refrigeração com a finalidade de, em um trabalho futuro, poder ser construído e validado numa aplicação industrial, em especial em um caminhão de transporte de cargas refrigeradas.

Por fim, este trabalho de conclusão de curso deve servir como um ponto de partida para novas pesquisas, as quais devem avaliar e considerar meios mais eficientes para a redução do custo do transporte de cargas refrigeradas através da cogeração da energia térmica rejeitada pelos motores.

5.1 RECOMENDAÇÃO PARA TRABALHOS FUTUROS

Em vista dos resultados e, ao considerar que esse trabalho tem um prisma mais didático, ele pode servir como um ponto de partida para outros trabalhos que explorem aplicações industriais da cogeração, não apenas limitadas à refrigeração. Além disso, novos protótipos podem ser projetados em estudos futuros com a finalidade de superarem as limitações encontradas nesta pesquisa e considerarem as restrições impostas.

Portanto, recomenda-se, para projetos futuros:

- A exploração de modelos físicos voltados aos estudos dos trocadores de calor;
- Acrescentar uma etapa de simulações da perda de carga na descarga de gases do motor e dimensionamento de tubulações do equipamento de cogeração;
- Aplicação do sistema proposto para refrigeradores em veículos;
- Aplicação do sistema proposto para gerar eletricidade para recarregar a bateria do sistema elétrico de veículos.

REFERÊNCIAS

- AMARIS, C.; MIRANDA, B. C.; BALBIS-MOREJÓN, M. Experimental thermal performance and modelling of a waste heat recovery unit in an energy cogeneration system. **Thermal Science and Engineering Progress**, v. 20, n. August, p. 100684, 2020.
- ASHRAE. Designation and Safety Classification of Refrigerants. **ANSI/ASHRAE Addendum f to ANSI/ASHRAE Standard 34-2019 Designation**, v. 34, 2019.
- BOGATAJ, M.; BOGATAJ, L.; VODOPIVEC, R. Stability of perishable goods in cold logistic chains. **International Journal of Production Economics**, v. 93–94, n. SPEC.ISS., p. 345–356, 2005.
- BRIZI, F. et al. Energetic and economic analysis of a Brazilian compact cogeneration system: Comparison between natural gas and biogas. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 38, p. 193–211, 2014.
- ÇENGEL, Y. A.; TURNER, R.; CIMBALA, J. M. Appendix 1: Property Tables and Charts (SI Units). In: **Fundamentals of thermal-fluid sciences**. 6^a ed. Boston: McGraw-Hill, 2008a. p. 902–903.
- ÇENGEL, Y. A.; TURNER, R.; CIMBALA, J. M. **Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences**. Boston: McGraw-Hill, 2008b.
- COLLE, S. Apêndice A - Tabelas de Propriedades Termodinâmicas e Constantes de Equações de Estado. In: **Lições de Termodinâmica: Volume I - Estado de Equilíbrio, Propriedades Termodinâmicas e Equações de Estado**. 1^a ed. Florianópolis - SC: LABSOLAR, 2012. p. 19.
- COYLE, W.; HALL, W.; BALLENGER, N. Transportation Technology and the Rising Share of U.S. Perishable Food Trade. **Usda Ers**, v. 01, n. 1, p. 31–40, 2001.
- CRANE, D. T.; JACKSON, G. S. Optimization of cross flow heat exchangers for thermoelectric waste heat recovery. **Energy Conversion and Management**, v. 45, n. 9–10, p. 1565–1582, 2004.
- CUNHA NETO, J. A. B. DA; REBOUÇAS, J. R.; SILVA, A. F. C. DA. **Simulação numérica de um sistema de absorção usando gases de exaustão do escapamento**. [s.l.] Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica), Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Tecnologia, Universidade de Brasília, Brasília, 1976.
- DUTRA, J. C. et al. Modeling of a cogeneration system with a micro gas turbine operating at partial load conditions. **Journal of Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems**, v. 5, n. 2, p. 139–150, 2017.
- ESCALANTE, E. S. R.; CARVALHO JUNIOR, J. A. DE; BALESTIERI, J. A. P. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for the recovery of low-grade waste heat. **Energy**, v. 29, n. 8, p. 1207–1217, 2004.
- LEURENT, M. et al. Driving forces and obstacles to nuclear cogeneration in Europe: Lessons learnt from Finland. **Energy Policy**, v. 107, n. April, p. 138–150, 2017.
- LIU, B. T.; CHIEN, K. H.; WANG, C. C. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. **Energy**, v. 29, n. 8, p. 1207–1217, 2004.
- MAKIYAMA, P. A. **Aperfeiçoamento de um simulador de sistemas de refrigeração de absorção água-amônia e sua aplicação para projeto de um sistema movido a gás de**

escape de motor diesel. [s.l.] Tese de Doutorado (Faculdade de Engenharia Mecânica), Universidade Estadual de Campinas, Campinas- SP, 2008.

MIKIELEWICZ, D.; MIKIELEWICZ, J. Criteria for selection of working fluid in low-temperature ORC. **Chemical and Process Engineering - Inzynieria Chemiczna i Procesowa**, v. 37, n. 3, p. 429–440, 2016.

PATEL, P. S.; DOYLE, E. F. **Compounding the Truck Diesel Engine with an Organic Rankine-Cycle System.** 1976 Automotive Engineering Congress and Exposition. **Anais...**Detroit, MI: SAE International, 1976

PROTÁSIO, T. DE P. et al. Insights in quantitative indexes for better grouping and classification of Eucalyptus clones used in combustion and energy cogeneration processes in Brazil. **Biomass and Bioenergy**, v. 143, n. October, 2020.

RÊGO, A. T. et al. Automotive exhaust gas flow control for an ammonia-water absorption refrigeration system. **Applied Thermal Engineering**, v. 64, n. 1–2, p. 101–107, 2014.

ROSA, O. C. DA. **Designing a Thermoelectric Energy Generator for Waste Heat Recovery in Heavy-Duty Diesel Engines.** [s.l.] Dissertação de Mestrado (Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica), Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis - SC, 2017.

SILVA, H. C. N. et al. Modeling and simulation of cogeneration systems for buildings on a university campus in Northeast Brazil – A case study. **Energy Conversion and Management**, v. 186, n. March, p. 334–348, 2019.

SILVONEN, S.; MÄKELÄ, T. **Combined Heat and Power Production in Finland Seppo.** Panel 3: Energy Efficiency options for industry. ECEEE 1997 Summer Study on energy efficiency: Sustainable Energy Opportunities for a Greater Europe. **Anais...**1997

SPROUSE, C.; DEPCIK, C. Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery. **Applied Thermal Engineering**, v. 51, n. 1–2, p. 711–722, 2013.

TAVARES, M. DA S. **Análise energética de um sistema de cogeração aplicado à um laticínio de médio porte.** [s.l.] Monografia (Bacharelado em Engenharia Mecânica), Departamento de Engenharia Mecânica, Escola de Minas, Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto - MG, 2019.

ZHAN, C. et al. Comparative study of the performance of the M-cycle counter-flow and cross-flow heat exchangers for indirect evaporative cooling - Paving the path toward sustainable cooling of buildings. **Energy**, v. 36, n. 12, p. 6790–6805, 2011.

ANEXO A: Tabela de propriedades de saturação líquido-vapor do refrigerante

134a

TABLE A-11

Saturated refrigerant-134a—Temperature table

Temp., T °C	Sat. press., P_{sat} kPa	Specific volume, m^3/kg		Internal energy, kJ/kg			Enthalpy, kJ/kg			Entropy, kJ/kg · K		
		Sat. liquid, v_f	Sat. vapor, v_g	Sat. liquid, u_f	Evap., u_{fg}	Sat. vapor, u_g	Sat. liquid, h_f	Evap., h_{fg}	Sat. vapor, h_g	Sat. liquid, s_f	Evap., s_{fg}	Sat. vapor, s_g
-40	51.25	0.0007054	0.36081	-0.036	207.40	207.37	0.000	225.86	225.86	0.00000	0.96866	0.96866
-38	56.86	0.0007083	0.32732	2.475	206.04	208.51	2.515	224.61	227.12	0.01072	0.95511	0.96584
-36	62.95	0.0007112	0.29751	4.992	204.67	209.66	5.037	223.35	228.39	0.02138	0.94176	0.96315
-34	69.56	0.0007142	0.27090	7.517	203.29	210.81	7.566	222.09	229.65	0.03199	0.92859	0.96058
-32	76.71	0.0007172	0.24711	10.05	201.91	211.96	10.10	220.81	230.91	0.04253	0.91560	0.95813
-30	84.43	0.0007203	0.22580	12.59	200.52	213.11	12.65	219.52	232.17	0.05301	0.90278	0.95579
-28	92.76	0.0007234	0.20666	15.13	199.12	214.25	15.20	218.22	233.43	0.06344	0.89012	0.95356
-26	101.73	0.0007265	0.18946	17.69	197.72	215.40	17.76	216.92	234.68	0.07382	0.87762	0.95144
-24	111.37	0.0007297	0.17395	20.25	196.30	216.55	20.33	215.59	235.92	0.08414	0.86527	0.94941
-22	121.72	0.0007329	0.15995	22.82	194.88	217.70	22.91	214.26	237.17	0.09441	0.85307	0.94748
-20	132.82	0.0007362	0.14729	25.39	193.45	218.84	25.49	212.91	238.41	0.10463	0.84101	0.94564
-18	144.69	0.0007396	0.13583	27.98	192.01	219.98	28.09	211.55	239.64	0.11481	0.82908	0.94389
-16	157.38	0.0007430	0.12542	30.57	190.56	221.13	30.69	210.18	240.87	0.12493	0.81729	0.94222
-14	170.93	0.0007464	0.11597	33.17	189.09	222.27	33.30	208.79	242.09	0.13501	0.80561	0.94063
-12	185.37	0.0007499	0.10736	35.78	187.62	223.40	35.92	207.38	243.30	0.14504	0.79406	0.93911
-10	200.74	0.0007535	0.099516	38.40	186.14	224.54	38.55	205.96	244.51	0.15504	0.78263	0.93766
-8	217.08	0.0007571	0.092352	41.03	184.64	225.67	41.19	204.52	245.72	0.16498	0.77130	0.93629
-6	234.44	0.0007608	0.085802	43.66	183.13	226.80	43.84	203.07	246.91	0.17489	0.76008	0.93497
-4	252.85	0.0007646	0.079804	46.31	181.61	227.92	46.50	201.60	248.10	0.18476	0.74896	0.93372
-2	272.36	0.0007684	0.074304	48.96	180.08	229.04	49.17	200.11	249.28	0.19459	0.73794	0.93253
0	293.01	0.0007723	0.069255	51.63	178.53	230.16	51.86	198.60	250.45	0.20439	0.72701	0.93139
2	314.84	0.0007763	0.064612	54.30	176.97	231.27	54.55	197.07	251.61	0.21415	0.71616	0.93031
4	337.90	0.0007804	0.060338	56.99	175.39	232.38	57.25	195.51	252.77	0.22387	0.70540	0.92927
6	362.23	0.0007845	0.056398	59.68	173.80	233.48	59.97	193.94	253.91	0.23356	0.69471	0.92828
8	387.88	0.0007887	0.052762	62.39	172.19	234.58	62.69	192.35	255.04	0.24323	0.68410	0.92733
10	414.89	0.0007930	0.049403	65.10	170.56	235.67	65.43	190.73	256.16	0.25286	0.67356	0.92641
12	443.31	0.0007975	0.046295	67.83	168.92	236.75	68.18	189.09	257.27	0.26246	0.66308	0.92554
14	473.19	0.0008020	0.043417	70.57	167.26	237.83	70.95	187.42	258.37	0.27204	0.65266	0.92470
16	504.58	0.0008066	0.040748	73.32	165.58	238.90	73.73	185.73	259.46	0.28159	0.64230	0.92389
18	537.52	0.0008113	0.038271	76.08	163.88	239.96	76.52	184.01	260.53	0.29112	0.63198	0.92310

Fonte: (ÇENGEL *et al.*, 2008b, p. 902)

TABLE A-11

Saturated refrigerant-134a—Temperature table (Continued)

Temp., T °C	Sat. press., P_{sat} kPa	Specific volume, m^3/kg		Internal energy, kJ/kg			Enthalpy, kJ/kg			Entropy, kJ/kg · K		
		Sat. liquid, v_f	Sat. vapor, v_g	Sat. liquid, u_f	Evap., u_{fg}	Sat. vapor, u_g	Sat. liquid, h_f	Evap., h_{fg}	Sat. vapor, h_g	Sat. liquid, s_f	Evap., s_{fg}	Sat. vapor, s_g
20	572.07	0.0008161	0.035969	78.86	162.16	241.02	79.32	182.27	261.59	0.30063	0.62172	0.92234
22	608.27	0.0008210	0.033828	81.64	160.42	242.06	82.14	180.49	262.64	0.31011	0.61149	0.92160
24	646.18	0.0008261	0.031834	84.44	158.65	243.10	84.98	178.69	263.67	0.31958	0.60130	0.92088
26	685.84	0.0008313	0.029976	87.26	156.87	244.12	87.83	176.85	264.68	0.32903	0.59115	0.92018
28	727.31	0.0008366	0.028242	90.09	155.05	245.14	90.69	174.99	265.68	0.33846	0.58102	0.91948
30	770.64	0.0008421	0.026622	92.93	153.22	246.14	93.58	173.08	266.66	0.34789	0.57091	0.91879
32	815.89	0.0008478	0.025108	95.79	151.35	247.14	96.48	171.14	267.62	0.35730	0.56082	0.91811
34	863.11	0.0008536	0.023691	98.66	149.46	248.12	99.40	169.17	268.57	0.36670	0.55074	0.91743
36	912.35	0.0008595	0.022364	101.55	147.54	249.08	102.33	167.16	269.49	0.37609	0.54066	0.91675
38	963.68	0.0008657	0.021119	104.45	145.58	250.04	105.29	165.10	270.39	0.38548	0.53058	0.91606
40	1017.1	0.0008720	0.019952	107.38	143.60	250.97	108.26	163.00	271.27	0.39486	0.52049	0.91536
42	1072.8	0.0008786	0.018855	110.32	141.58	251.89	111.26	160.86	272.12	0.40425	0.51039	0.91464
44	1130.7	0.0008854	0.017824	113.28	139.52	252.80	114.28	158.67	272.95	0.41363	0.50027	0.91391
46	1191.0	0.0008924	0.016853	116.26	137.42	253.68	117.32	156.43	273.75	0.42302	0.49012	0.91315
48	1253.6	0.0008996	0.015939	119.26	135.29	254.55	120.39	154.14	274.53	0.43242	0.47993	0.91236
52	1386.2	0.0009150	0.014265	125.33	130.88	256.21	126.59	149.39	275.98	0.45126	0.45941	0.91067
56	1529.1	0.0009317	0.012771	131.49	126.28	257.77	132.91	144.38	277.30	0.47018	0.43863	0.90880
60	1682.8	0.0009498	0.011434	137.76	121.46	259.22	139.36	139.10	278.46	0.48920	0.41749	0.90669
65	1891.0	0.0009750	0.009950	145.77	115.05	260.82	147.62	132.02	279.64	0.51320	0.39039	0.90359
70	2118.2	0.0010037	0.008642	154.01	108.14	262.15	156.13	124.32	280.46	0.53755	0.36227	0.89982
75	2365.8	0.0010372	0.007480	162.53	100.60	263.13	164.98	115.85	280.82	0.56241	0.33272	0.89512
80	2635.3	0.0010772	0.006436	171.40	92.23	263.63	174.24	106.35	280.59	0.58800	0.30111	0.88912
85	2928.2	0.0011270	0.005486	180.77	82.67	263.44	184.07	95.44	279.51	0.61473	0.26644	0.88117
90	3246.9	0.0011932	0.004599	190.89	71.29	262.18	194.76	82.35	277.11	0.64336	0.22674	0.87010
95	3594.1	0.0012933	0.003726	202.40	56.47	258.87	207.05	65.21	272.26	0.67578	0.17711	0.85289
100	3975.1	0.0015269	0.002630	218.72	29.19	247.91	224.79	33.58	258.37	0.72217	0.08999	0.81215

Source: Tables A-11 through A-13 are generated using the Engineering Equation Solver (EES) software developed by S. A. Klein and F. L. Alvarado. The routine used in calculations is the R134a, which is based on the fundamental equation of state developed by R. Tillner-Roth and H.D. Baehr, "An International Standard Formulation for the Thermodynamic Properties of 1,1,1,2-Tetrafluoroethane (HFC-134a) for temperatures from 170 K to 455 K and Pressures up to 70 MPa," *J. Phys. Chem. Ref. Data*, Vol. 23, No. 5, 1994. The enthalpy and entropy values of saturated liquid are set to zero at -40°C (and -40°F).

Fonte: (ÇENGEL *et al.*, 2008b, p. 903)

ANEXO B: Tabela de propriedades de saturação líquido-vapor do refrigerante 141b

Tabela A.6.1 - Propriedades de Saturação Líquido-Vapor do refrigerante R141b

T °C	p kPa	v_l m ³ /kg	v_h m ³ /kg	v_c m ³ /kg	u_l kJ/kg	u_h kJ/kg	u_c kJ/kg	h_l kJ/kg	h_h kJ/kg	h_c kJ/kg	s_l kJ/kg°C	s_h kJ/kg°C	s_c kJ/kg°C
-50	1,61	0,000734	9,825266	9,826000	-9,25	237,40	228,20	-9,25	253,30	244,00	-0,040600	1,135000	1,094500
-45	2,29	0,000738	7,079262	7,080000	-4,67	235,70	231,00	-4,67	251,90	247,20	-0,020200	1,104100	1,083800
-40	3,19	0,000742	5,182258	5,183000	-0,01	233,90	233,90	-0,01	250,50	250,50	-0,000100	1,074300	1,074200
-35	4,38	0,000747	3,851253	3,852000	4,71	232,10	236,80	4,71	249,00	253,70	0,020000	1,045500	1,065500
-30	5,93	0,000751	2,902249	2,903000	9,50	230,30	239,80	9,51	247,50	257,00	0,039900	1,017800	1,057700
-25	7,91	0,000756	2,216244	2,217000	14,37	228,40	242,70	14,38	245,90	260,30	0,059700	0,991000	1,050800
-20	10,43	0,000761	1,713239	1,714000	19,32	226,40	245,70	19,33	244,30	263,60	0,079500	0,965100	1,044500
-15	13,58	0,000766	1,339235	1,340000	24,34	224,40	248,80	24,35	242,60	267,00	0,099100	0,939900	1,039000
-10	17,49	0,000771	1,058230	1,059000	29,44	222,40	251,80	29,46	240,90	270,40	0,118700	0,915500	1,034200
-5	22,28	0,000776	0,844624	0,845400	34,62	220,30	254,90	34,64	239,10	273,80	0,138200	0,891700	1,029900
0	28,09	0,000781	0,680519	0,681300	39,89	218,10	258,00	39,91	237,20	277,20	0,157600	0,868600	1,026200
5	35,09	0,000787	0,553114	0,553900	45,23	215,90	261,10	45,26	235,30	280,60	0,177000	0,846000	1,023000
10	43,44	0,000792	0,453308	0,454100	50,66	213,60	264,30	50,70	233,30	284,00	0,196400	0,824000	1,020300
15	53,32	0,000798	0,374402	0,375200	56,17	211,30	267,40	56,21	231,20	287,40	0,215700	0,802400	1,018100
20	64,93	0,000804	0,311496	0,312300	61,77	208,80	270,60	61,82	229,10	290,90	0,234900	0,781400	1,016300
25	78,47	0,000810	0,260890	0,261700	67,44	206,30	273,80	67,51	226,80	294,30	0,254100	0,760800	1,014900
30	94,16	0,000817	0,219984	0,220800	73,20	203,80	277,00	73,28	224,50	297,80	0,273300	0,740500	1,013800
35	112,21	0,000823	0,186477	0,187300	79,04	201,10	280,20	79,13	222,10	301,20	0,292400	0,720700	1,013100
40	132,86	0,000830	0,159070	0,159900	84,95	198,40	283,40	85,06	219,60	304,70	0,311400	0,701200	1,012700
45	156,36	0,000837	0,136363	0,137200	90,94	195,70	286,60	91,07	217,00	308,10	0,330400	0,682100	1,012500
50	182,94	0,000844	0,117456	0,118300	97,01	192,80	289,80	97,16	214,30	311,50	0,349300	0,663300	1,012600
55	212,88	0,000852	0,101648	0,102500	103,14	189,90	293,10	103,32	211,60	314,90	0,368200	0,644800	1,013000
60	246,42	0,000859	0,088401	0,089260	109,34	187,00	296,30	109,55	208,80	318,30	0,386900	0,626600	1,013500
65	283,83	0,000867	0,077153	0,078020	115,61	183,90	299,50	115,86	205,80	321,70	0,405600	0,608700	1,014300
70	325,37	0,000876	0,067584	0,068460	121,94	180,80	302,70	122,22	202,80	325,00	0,424200	0,591000	1,015200
75	371,34	0,000884	0,059406	0,060290	128,32	177,60	306,00	128,65	199,70	328,40	0,442700	0,573600	1,016300
80	421,99	0,000893	0,052387	0,053280	134,76	174,40	309,20	135,14	196,50	331,70	0,461000	0,556500	1,017500
85	477,62	0,000903	0,046328	0,047230	141,25	171,10	312,30	141,69	193,20	334,90	0,479300	0,539500	1,018800
90	538,50	0,000912	0,041088	0,042000	147,79	167,70	315,30	148,28	189,90	338,10	0,497400	0,522800	1,020300
95	604,93	0,000922	0,036518	0,037440	154,37	164,30	318,70	154,93	186,40	341,30	0,515400	0,506300	1,021800
100	677,19	0,000933	0,032537	0,033470	160,99	160,80	321,80	161,62	182,80	344,50	0,533300	0,490000	1,023300
105	755,59	0,000944	0,029037	0,029980	167,64	157,20	324,90	168,36	179,20	347,60	0,551100	0,473900	1,024900
110	840,43	0,000955	0,025965	0,026920	174,33	153,60	328,00	175,13	175,50	350,60	0,568600	0,457900	1,026600
115	932,03	0,000967	0,023243	0,024210	181,04	149,90	331,00	181,94	171,60	353,60	0,586100	0,442100	1,028200
120	1030,69	0,000979	0,020831	0,021810	187,78	146,20	334,00	188,79	167,70	356,40	0,603400	0,426400	1,029800
125	1136,77	0,000993	0,018688	0,019680	194,55	142,30	336,90	195,68	163,60	359,30	0,620500	0,410900	1,031300
130	1250,60	0,001006	0,016774	0,017780	201,33	138,40	339,70	202,59	159,40	362,00	0,637500	0,395400	1,032800
135	1372,55	0,001021	0,015049	0,016070	208,14	134,40	342,50	209,54	155,10	364,60	0,654300	0,379900	1,034200
140	1503,02	0,001036	0,013514	0,014550	214,96	130,30	345,20	216,52	150,60	367,10	0,671000	0,364500	1,035400
145	1642,41	0,001053	0,012117	0,013170	221,80	126,00	347,80	223,53	145,90	369,50	0,687500	0,349000	1,036500
150	1791,18	0,001071	0,010849	0,011920	228,67	121,70	350,30	230,59	141,10	371,70	0,703900	0,333500	1,037300
155	1949,83	0,001090	0,009700	0,010790	235,56	117,10	352,70	237,68	136,00	373,70	0,720200	0,317700	1,037900
160	2118,90	0,001110	0,008646	0,009756	242,48	112,40	354,90	244,83	130,70	375,60	0,736300	0,301800	1,038100
165	2298,99	0,001133	0,007678	0,008811	249,45	107,40	356,90	252,05	125,10	377,10	0,752400	0,285500	1,037900
170	2490,82	0,001158	0,006784	0,007942	256,47	102,20	358,60	259,35	119,10	378,40	0,768500	0,268700	1,037200
175	2695,18	0,001186	0,005951	0,007137	263,57	96,50	360,10	266,77	112,60	379,30	0,784600	0,251100	1,035700
180	2913,03	0,001219	0,005168	0,006387	270,79	90,30	361,10	274,35	105,40	379,80	0,800800	0,232600	1,033400
185	3145,54	0,001258	0,004422	0,005680	278,21	83,50	361,70	282,17	97,40	379,60	0,817400	0,212600	1,029900
190	3394,17	0,001309	0,003695	0,005004	285,94	75,60	361,50	290,39	88,10	378,50	0,834500	0,190200	1,024700
195	3660,95	0,001381	0,002961	0,004342	294,30	65,90	360,20	299,36	76,70	376,10	0,853000	0,163900	1,016900
200	3948,95	0,001515	0,002145	0,003660	304,41	52,50	356,90	310,40	61,00	371,40	0,875600	0,128900	1,004400
204,2	4212,43	0,002872	0,000000	0,002872	348,78	0,00	348,78	361,13	0,00	361,13	0,981100	0,000000	0,981100