

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Bryan Castro Caetano

**METODOLOGIA NUMÉRICA PARA  
PROJETO E PREVISÃO DE DESEMPENHO  
DE MOTOR STIRLING TIPO BETA**

Belo Horizonte, MG, Brasil

2019

Bryan Castro Caetano

## **METODOLOGIA NUMÉRICA PARA PROJETO E PREVISÃO DE DESEMPENHO DE MOTOR STIRLING TIPO BETA**

Dissertação Apresentada ao Curso de Mestrado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PPGMEC), Área de Concentração em Energia e Sustentabilidade, da Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG), como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Área de concentração: Energia e sustentabilidade

Orientador: Prof. Dr. Ramon Molina Valle

Co-orientador: Prof. Dr. Thiago Augusto Araujo Moreira

Belo Horizonte, MG, Brasil

2019

C128m

Caetano, Bryan Castro.

Metodologia numérica para projeto e previsão de desempenho de motor Stirling tipo Beta [manuscrito] / Bryan Castro Caetano. – 2019. 116 f., enc.: il.

Orientador: Ramon Molina Valle.

Coorientador: Thiago Augusto Araujo Moreira.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Apêndices: f. 105-116.

Inclui bibliografia.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Projetos mecânicos - Teses. 3. Desempenho - Teses. 4. Motores Stirling - Teses. I. Valle, Ramón Molina. II. Moreira, Thiago Augusto Araújo. III. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. IV. Título.

CDU: 621(043)



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM**  
**ENGENHARIA MECÂNICA**

Av. Antônio Carlos, 6627 - Campus Universitário  
31270-901 - Belo Horizonte - MG  
Tel.: +55 31 3409.5145  
E-mail: [cpgmec@demec.ufmg.br](mailto:cpgmec@demec.ufmg.br)

**"METODOLOGIA NUMÉRICA PARA PROJETO E PREVISÃO DE  
DESEMPENHO DE MOTOR STIRLING DO TIPO BETA"**

**BRYAN CASTRO CAETANO**

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Mestre em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**ENERGIA E SUSTENTABILIDADE**".

Dissertação aprovada no dia 15 de fevereiro de 2019.

Por:

**Prof. Ramon Molina Valle**

Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG

**Prof. Thiago Augusto Araujo Moreira**

Co-orientador - Instituto Federal Minas Gerais

**Prof. Sérgio de Moraes Hanriot**

Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

**Prof. Rudolf Huebner**

Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG

*Dedico este trabalho a João Caetano Couto.*

## AGRADECIMENTOS

Nesses anos de mestrado, de muito estudo, esforço e empenho, gostaria de agradecer a algumas pessoas que acompanharam e foram fundamentais para a realização de mais este sonho. Por isso, expresso aqui, através de palavras sinceras, um pouquinho da importância que elas tiveram, e ainda têm, nesta conquista. Minha sincera gratidão a todos.

Agradeço à minha família, meus pais e minha irmã pelo apoio e pela compreensão do tempo de convívio muitas vezes sacrificado para realização deste trabalho. Por toda felicidade, carinho, compreensão, apoio, incentivo, dedicação encontrada na minha querida família que sempre farão parte de cada vitória.

Ao Professor Dr. Ramon Molina Valle, meu orientador e amigo, pela confiança em mim depositada. Agradeço por ter acreditado no meu potencial e por todas as oportunidades que me deu. Sua generosidade o torna uma pessoa muito especial e faz com que todos queiram estar a sua volta. Muito obrigado Ramon, por tudo, espero ter correspondido às suas expectativas.

Aos meus colegas e amigos do LAB-TURBO, Oscar Ricardo, Luiz Henrique, José Arthur, Isadora, Matheus Ungaretti e Miguel Humberto que com suas colaborações formam um grupo forte e de grande potencial. Vocês não mediram esforços para me ajudar a construir este e outros trabalhos. Este trabalho possui um pouco de cada um de vocês!

Aos meus professores, a todos e cada um deles, que desde criança transmitem a mim seus conhecimentos e as suas experiências.

Aos amigos do CTM pelo suporte e bons momentos!

A quem zela por mim lá de cima.

A companheira Amanda que sempre esteve ao meu lado, me pondo para cima e me fazendo acreditar que posso mais que imagino. Obrigado por ter feito do meu sonho o nosso sonho!

*“Se faltar calor, a gente esquenta  
Se ficar pequeno, a gente aumenta  
E se não for possível, a gente tenta”*  
HUBERTO GESSINGER

## RESUMO

O projeto e a previsão do desempenho de um motor Stirling são temas pouco explorados na literatura científica, apenas poucos trabalhos abordam como iniciar o projeto de um motor. Além disso, não há modelos que simulem satisfatoriamente o comportamento dos motores Stirling reais, uma vez que os modelos de previsão de desempenho são pouco precisos, uma barreira a ser superada em novos projetos de motores. O objetivo dessa dissertação é contribuir com o desenvolvimento dos motores Stirling, propondo uma metodologia que permita projetar, caracterizar e prever o desempenho de um motor do tipo Beta que alcance uma potência de 200 W. São usados conceitos disponíveis na literatura para a determinação dos parâmetros geométricos de projeto e são apresentados os componentes mecânicos do motor concebido, que pode operar com gás hélio ou ar atmosférico a uma pressão limite de trabalho de 700 kPa. A previsão de desempenho do motor é realizada com o auxílio de uma metodologia de simulação numérica, visando reduzir o desvio na previsão da potência indicada e facilitar a extrapolação sem a necessidade de novos dados experimentais. Para isso são combinadas estratégias que permitem o cálculo da pressão interna do motor no início do ciclo (ponto morto inferior do pistão de potência) e da temperatura nas faces do pistão deslocador, para auxiliar o modelo em regime transiente usando dinâmica de fluidos computacional tridimensional. A pressão no ponto morto inferior é calculada com o modelo de primeira ordem de Schmidt. O valor calculado serve como uma correção da pressão no modelo em CFD transiente, reduzindo o custo computacional e aumentando a sua precisão. Já a temperatura nas faces do pistão deslocador é obtida através de uma simulação em regime permanente em CFD (sem movimento do pistão). O perfil de temperatura obtido é implementado em uma função definida pelo usuário na simulação em regime transiente usando programa ANSYS Fluent. Outro fator relevante neste trabalho é a análise da influência do modelo de radiação de Ordenadas Discretas, que aumenta a temperatura na face frontal do deslocador em 132,2 K, gerando uma melhora na previsão de potência indicada com uma redução no desvio de -14,4% para -2,6%, quando comparada com valores experimentais. Com a metodologia validada, o motor concebido é caracterizado e é avaliada a influência da temperatura na câmara de expansão, o tipo de fluido e a pressão do fluido. Neste trabalho, foram testadas diferentes temperaturas na câmara de expansão (673 K a 1073 K) para uma mesma rotação de 600rpm. o ponto de maior potência indicada (240,5 W) e maior eficiência térmica (19,8%) foram alcançados operando com gás hélio a uma pressão de 700 kPa a uma temperatura de 1073 K e 873 K respectivamente. Com a metodologia proposta é possível extrapolar a simulação para motores com outras dimensões, evitando que seja necessário construir um protótipo para saber o seu comportamento e permitindo sua otimização.

**Palavras-chave:** Motor Stirling. Tipo Beta. Previsão de desempenho. CFD. Projeto mecânico.



## ABSTRACT

The design and performance prediction of a Stirling engine are little explored in the scientific literature, only a few works address how to design an engine. In addition, there are no models that satisfactorily simulate the behaviour of real Stirling engines, since performance prediction models estimate large deviations, a barrier to be broken in new engine designs. The purpose of this work is to contribute to the development of Stirling engines, proposing a methodology that allows designing, characterizing and predicting the performance of a Beta-type engine. Concepts available in the literature are used for the determination of geometric design parameters and the mechanical components of the engine are presented, which can operate with helium gas or atmospheric air with a working pressure of 700 kPa. The engine performance prediction is performed with the aid of a numerical simulation methodology, aiming at reducing the deviation in predicted power and facilitating extrapolation without the need for new experimental data. For this, strategies are combined to allow the calculation of the engine's internal pressure at the beginning of the cycle (lower dead centre of the power piston) and the displacer piston faces temperature, to assist the transient model using three-dimensional computational fluid dynamics. The lower dead centre pressure is calculated with Schmidt's first-order model. The calculated value serves as a pressure correction in the transient CFD model, reducing computational cost and increasing its accuracy. The temperature at the displacer piston faces is obtained with a steady-state simulation in CFD (without piston movement). The obtained temperature profile is implemented in a user defined function in the transient simulation using ANSYS Fluent software. Other relevant factor in this work is the analysis of the influence of the Discrete Ordinate radiation model, which increases the temperature at the displacer's frontal face in 132.2 K, generating an improvement in the indicated power prediction with a reduction in the deviation from -14, 4% to -2.6%, when compared with experimental values. With the validated methodology, the designed engine is characterized and the temperature influence in the expansion chamber, the type and the fluid pressure are evaluated. In this work, different fluids, working pressures and temperatures were tested in the expansion chamber (673 K to 1073 K) for the same rotation of 600 rpm. the highest power point indicated (240.5 W) and higher thermal efficiency (19.8 %) were achieved by operating helium at a pressure of 700 kPa at a temperature of 1073 K and 873 K. With the proposed methodology, it is possible to extrapolate the simulation to engines with other dimensions, avoiding the necessity to build a prototype to know its behavior.

**Keywords:** Stirling engine. Beta type. Performance prediction. CFD. Mechanical project.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – <b>Vista em corte do motor de Robert Stirling.</b> .....	24
Figura 2.2 – <b>Ilustração das quatro etapas do ciclo Stirling.</b> .....	26
Figura 2.3 – <b>Esquemático de um motor Stirling do tipo Alfa.</b> .....	28
Figura 2.4 – <b>Esquemático de um motor Stirling do tipo Beta.</b> .....	29
Figura 2.5 – <b>Esquemático de um motor Stirling do tipo Gama.</b> .....	30
Figura 2.6 – <b>Esquemático de um motor Stirling do tipo Beta com pistão livre.</b> .....	31
Figura 2.7 – <b>Esquemático de um motor Stirling do tipo Beta rômbo.</b> .....	32
Figura 2.8 – <b>Esquemático de um motor Stirling do tipo Beta com pistão livre.</b> .....	33
Figura 2.9 – <b>Esquemático de um motor Stirling com concentrador solar.</b> .....	35
Figura 2.10 – <b>Circuito de micro-cogeração usando um motor Stirling.</b> .....	36
Figura 3.1 – <b>Desenho esquemático da metodologia.</b> .....	55
Figura 3.2 – <b>Modificações a serem realizadas para a construção câmara fria.</b> .....	56
Figura 3.3 – <b>Vista em corte da câmara fria.</b> .....	56
Figura 3.4 – <b>Modificações a serem realizadas para a construção do pistão de potência.</b> .....	57
Figura 3.5 – <b>Vista em corte do pistão de potência.</b> .....	58
Figura 3.6 – <b>Vista em corte do selo mecânico de vedação.</b> .....	58
Figura 3.7 – <b>Vista em corte das câmaras de expansão e compressão.</b> .....	59
Figura 3.8 – <b>Bielas de potência e de deslocamento.</b> .....	60
Figura 3.9 – <b>Árvore de manivelas.</b> .....	60
Figura 3.10 – <b>Vista em corte do motor concebido.</b> .....	62
Figura 3.11 – <b>Domínio computacional do motor concebido.</b> .....	63
Figura 3.12 – <b>Malha para o motor concebido.</b> .....	67
Figura 3.13 – <b>Desenho esquemático do motor de CAETANO (2017).</b> .....	68
Figura 3.14 – <b>Domínio computacional para o motor de CAETANO (2017).</b> .....	69
Figura 3.15 – <b>Malha para o motor de CAETANO (2017).</b> .....	70
Figura 4.1 – <b>Temperatura nas faces do pistão deslocador obtidos na simulação em regime permanente sem a inclusão do modelo de radiação.</b> .....	73
Figura 4.2 – <b>Temperatura nas faces do pistão deslocador obtidos na simulação em regime permanente com a inclusão do modelo de radiação DO.</b> .....	74
Figura 4.3 – <b>Pressão calculada pelo modelo de Schmidt e obtida experimentalmente para a mesma condição de operação. (a) pressão em função do volume deslocado; (b) pressão em função do ângulo do eixo do motor.</b> .....	76
Figura 4.4 – <b>Pressão sem a inclusão do modelo de radiação e valores experimentais para a mesma condição de operação. (a) pressão em função do volume deslocado; (b) pressão em função do ângulo do eixo do motor.</b> .....	77
Figura 4.5 – <b>Pressão com a inclusão do modelo de radiação DO e valores experimentais para a mesma condição de operação. (a) pressão em função do volume deslocado; (b) pressão em função do ângulo do eixo do motor.</b> ...	78
Figura 4.6 – <b>Curvas de desempenho para o motor concebido operando com ar a 93,2 KPa: (a) Pressão em função do Volume deslocado; (b) Pressão em função do posição.</b> .....	80
Figura 4.7 – <b>Curvas de desempenho para o concebido operando com ar a 700 kPa: (a) Pressão em função do Volume deslocado; (b) Pressão em função do posição.</b> .....	80

Figura 4.8 –	Curvas de pressão em função do volume deslocado para o motor operando com ar atmosférico a 93,2 kPa e 700 kPa.....	81
Figura 4.9 –	Perfil de temperatura no pistão deslocador obtidos na simulação em regime permanente com $T_e = 673$ K. ....	82
Figura 4.10 –	pressão interna do motor concebido operando com gás hélio a 700 kPa e uma temperatura na câmara de expansão de 673 K: (a) Pressão em função do Volume deslocado; (b) Pressão em função do posição. ....	82
Figura 4.11 –	Perfil de temperatura no pistão deslocador obtidos na simulação em regime permanente com $T_e = 773$ K. ....	83
Figura 4.12 –	Curvas de desempenho para o motor concebido operando com gás hélio a 700 kPa e uma temperatura na câmara de expansão de 773 K: (a) Pressão em função do Volume deslocado; (b) Pressão em função do posição. ....	84
Figura 4.13 –	Perfil de temperatura no pistão deslocador obtidos na simulação em regime permanente com $T_e = 873$ K. ....	84
Figura 4.14 –	Curvas de desempenho para o motor concebido operando com gás hélio a 700 kPa e uma temperatura na câmara de expansão de 873K: (a) Pressão em função do Volume deslocado; (b) Pressão em função do posição. ....	85
Figura 4.15 –	Perfil de temperatura no pistão deslocador obtidos na simulação em regime permanente com $T_e = 973$ K. ....	86
Figura 4.16 –	Curvas de desempenho para o motor concebido operando com gás hélio a 700 kPa e uma temperatura na câmara de expansão de 973K: (a) Pressão em função do Volume deslocado; (b) Pressão em função do posição. ....	86
Figura 4.17 –	Perfil de temperatura no pistão deslocador obtidos na simulação em regime permanente com $T_e = 1073$ K. ....	87
Figura 4.18 –	Curvas de desempenho para o motor concebido operando com gás hélio a 700 kPa e uma temperatura na câmara de expansão de 1073K: (a) Pressão em função do Volume deslocado; (b) Pressão em função do posição. ....	88
Figura 4.19 –	Curvas de desempenho para o motor concebido operando com gás hélio a 700 kPa e uma faixa de temperatura na câmara de expansão de 673K a 1073K: (a) Pressão em função do Volume deslocado; (b) Potência em função do temperatura da câmara quente. ....	88
Figura 4.20 –	Tax de calor que entra no motor durante o ciclo. ....	89
Figura 4.21 –	Pressão em função do volume deslocado para o motor operando com ar e gás hélio a uma pressão de trabalho de 700 kPa. ....	91
Figura A.1 –	Câmara de compressão. ....	108
Figura A.2 –	Câmara de expansão. ....	109
Figura A.3 –	Bielas de potência e deslocamento. ....	110
Figura A.4 –	Casquilhos. ....	111
Figura A.5 –	Pistão deslocador. ....	112
Figura A.6 –	Pistão de potência. ....	113
Figura A.7 –	Árvore de manivelas. ....	114
Figura A.8 –	Mancais de apoio para o selo mecânico. ....	115
Figura A.9 –	Volante de inércia. ....	116

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – <b>Motores comerciais e suas aplicações.</b> . . . . .	47
Tabela 3.1 – <b>Parâmetros principais do motor concebido.</b> . . . . .	61
Tabela 3.2 – <b>Condições de contorno para o motor concebido.</b> . . . . .	65
Tabela 3.3 – <b>Independência da malha e validação.</b> . . . . .	66
Tabela 3.4 – <b>Características do motor Stirling de CAETANO (2017).</b> . . . . .	68
Tabela 3.5 – <b>Condições iniciais e de contorno para a validação da metodologia</b> . . . . .	70
Tabela 4.1 – <b>Temperatura média nas faces do pistão deslocador com e sem a inclusão do modelo de radiação DO.</b> . . . . .	74
Tabela 4.2 – <b>Resultados pressão no PMI obtidos com o modelo de Schmidt e experimentalmente.</b> . . . . .	75
Tabela 4.3 – <b>Potência e eficiência para o motor concebido operando com gás hélio a 700 kPa.</b> . . . . .	90

## LISTA DE APÊNDICES

APÊNDICE A – .....	106
--------------------	-----

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CFD	Dinâmica dos fluidos computacional ( <i>Computational Fluid Dynamics</i> )
DO	Ordenas Discretas ( <i>Discrete Ordinates</i> )
LTD	Baixo diferencial de temperatura ( <i>Low temperature differential</i> )
PMI	Ponto morto inferior
RANS	Equações de Navier Stokes por médias de Reynolds ( <i>Reynolds Averaged Navier Stokes</i> )

## LISTA DE SÍMBOLOS

$a$	Coefficiente de absorção
$dx$	Ângulo de fase entre o pistão de potência e o pistão deslocador [°]
$D$	Longitude característica do fluido [mm]
$D_{dis}$	Diâmetro do pistão deslocador [mm]
$D_{\omega}$	Termo de difusão cruzada
$E$	Energia total
$E_{cin}$	Energia cinética
$E_{rot}$	Energia rotacional
$\vec{F}$	Forças externas
$g$	Aceleração gravitacional [ $m/s^2$ ]
$G$	Folga entre o cilindro e o pistão deslocador [mm]
$G_k$	Produção de cisalhamento de turbulência
$G_{\omega}$	Geração de frequência turbulenta
$h$	Entalpia específica [ $J/kg$ ]
$h_d$	Comprimento do deslocador [mm]
$I$	Intensidade de radiação [ $w/m^2$ ]
$j$	Direções de índice X, Y, Z
$J$	Fluxo de difusão [ $mol/m^2s$ ]
$l_1$	Comprimento da biela de potência [m]
$l_2$	Comprimento da biela do deslocador [m]
$l_3$	Comprimento da haste do deslocador [m]
$\vec{J}$	Vetor de fluxo de difusão
$k$	Energia cinética de turbulência [ $J/kg$ ]
$k_{eff}$	Condutividade efetiva [ $W/mK$ ]
$m$	Massa do fluido [kg]
$m_p$	Massa do pistão [kg]
$m_d$	Massa do volante de inércia [kg]
$n$	Índice de refração
$p$	Pressão do fluido [kPa]
$p_t$	Pressão de trabalho [kPa]
$p_{pmi}$	pressão no ponto morto inferior [kPa]
$q_{in,rad}$	Fluxo de calor radiativo atingindo a superfície [W]

$Q_e$	Quantidade de calor inserida no motor [W]
$\vec{r}$	Vetor de posição
$R$	Constante do fluido de trabalho [ $J/(molK)$ ]
$R_u$	Constante universal dos gases [ $J/(molK)$ ]
$r$	Coordenada radial
$r_d$	Raio do volante de inércia [mm]
$r_1$	Raio da manivela do pistão de potência [mm]
$r_2$	Raio de manivela do pistão do deslocador [mm]
$\vec{s}$	Vetor de direção
$\vec{s}'$	Vetor de direção de dispersão
$S_h$	Fonte de calor volumétrica [ $W/m^3$ ]
$S_k$	Termos de origem definidos pelo usuário
$S_\omega$	Termos de origem definidos pelo usuário
$t_d$	Adimensional de temperatura
$t$	Tempo [s]
$T$	Temperatura do fluido [K]
$T_c$	Temperatura da câmara de compressão [K]
$T_{dis}$	Temperatura da face lateral do deslocador [K]
$T_e$	Temperatura da câmara de expansão [K]
$T_{avg}$	temperatura média do fluido [K]
$T_w$	Temperatura da parede [K]
$u$	Vetor de velocidade [m/s]
$\bar{u}_i$	Vetor médio da velocidade [m/s]
$u_i'$	Ponto flutuante de velocidade [m/s]
$u_p$	Velocidade linear do pistão de potência [m/s]
$u_d$	Velocidade linear do pistão deslocador [m/s]
$v$	Adimensional de volume
$v_e$	Velocidade média do fluido [m/s]
$\vec{v}$	Vetor velocidade
$v_p$	Velocidade linear do pistão [m/s]
$v_r$	Velocidade na direção radial [m/s]
$v_x$	Velocidade média do fluido na direção x [m/s]
$v_y$	Velocidade média do fluido na direção y [m/s]
$v_z$	Velocidade média do fluido na direção z [m/s]



$v_z$	Velocidade de swirl [ $m/s$ ]
$V$	Volume instantâneo do motor [ $m^3$ ]
$V_b$	Volume relativo instantâneo [ $m^3$ ]
$V_{dc}$	Volume morto de compressão [ $m^3$ ]
$V_{de}$	Volume morto de expansão [ $m^3$ ]
$V_{sc}$	Volume varrido pelo pistão de potência [ $m^3$ ]
$V_{se}$	Volume varrido pelo pistão deslocador [ $m^3$ ]
$V_r$	Volume do Regenerador [ $m^3$ ]
$X_b$	Volume de sobreposição
$X_{de}$	Volume sem dimensões
$X_{dc}$	Adimensional de volume
$X_r$	Adimensional de volume
$W_i$	Potência indicada [ $W$ ]
$\beta$	Ângulo de manivela do deslocador [ $^\circ$ ]
$\Delta T$	Diferencial de Temperatura entre as câmaras de expansão e compressão [ $K$ ]
$\epsilon_\omega$	Emissividade da parede
$\mu$	Viscosidade do fluido [ $Ns/m^2$ ]
$\mu_t$	Viscosidade turbulenta [ $m^2/s$ ]
$\eta_t$	Eficiência térmica
$\theta$	Posição angular da árvore de manivelas [ $^\circ$ ]
$\rho$	Massa específica [ $kg/m^3$ ]
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann [ $W/m^2K^4$ ]
$\sigma_s$	Coefficiente de dispersão
$\tau_i$	Trabalho indicado [ $J$ ]
$\bar{\tau}$	Tensor de tensão
$\Phi$	Função de fase
$\Omega'$	Ângulo sólido
$\omega$	Frequência turbulenta
$\omega_n$	Velocidade do motor [ $rad/s$ ]
$\omega_s$	Taxa de dissipação específica [ $s^{-1}$ ]
$\nabla$	Derivação parcial de uma quantidade em relação a todas as coordenadas cilíndricas

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	20
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	23
<b>2.1 Histórico</b> .....	23
<b>2.2 Fundamentos teóricos</b> .....	25
2.2.1 O ciclo Stirling .....	25
2.2.2 Motores Stirling .....	27
2.2.2.1 Tipo Alfa .....	28
2.2.2.2 Tipo Beta .....	28
2.2.2.3 Tipo Gama.....	29
2.2.3 Variações de movimento em motores Stirling do tipo Beta .....	30
2.2.3.1 Sistema biela-manivela .....	31
2.2.3.2 Sistema rômico .....	32
2.2.3.3 Sistema de pistão livre.....	33
2.2.4 Principais aplicações dos motores Stirling .....	34
2.2.4.1 Concentradores solares para motores Stirling .....	34
2.2.4.2 Micro-cogeração usando motores Stirling .....	35
<b>2.3 Modelagem de motores Stirling</b> .....	36
2.3.1 Modelo de primeira ordem de Schmidt .....	36
2.3.2 Dinâmica dos fluidos computacional aplicada aos motores Stirling .....	38
2.3.2.1 Equações de Navier Stokes por médias de Reynolds - RANS .....	39
2.3.2.2 Modelo de turbulência $k-\omega SST$ .....	40
2.3.2.3 Modelo de radiação de ordenadas discretas DO .....	41
2.3.3 Equações complementares .....	41
<b>2.4 Projeto inicial de um motor Stirling do tipo Beta</b> .....	42
2.4.1 Energia cinética de componentes em movimento .....	43
2.4.2 Considerações para ganhos de eficiência e potência.....	43
<b>2.5 Estado da Arte</b> .....	44
2.5.1 Projetos de motores Stirling .....	44
2.5.2 Simulações numéricas para previsão de desempenho em motores Stirling.....	48
<b>2.6 Considerações finais da revisão bibliográfica</b> .....	52
<b>3 METODOLOGIA</b> .....	54
<b>3.1 Concepção de um motor Stirling tipo Beta</b> .....	55
<b>3.2 Metodologia numérica para previsão de desempenho</b> .....	63
3.2.1 Domínio computacional .....	63
3.2.2 Equações governantes .....	64
3.2.3 Obtenção das condições de contorno e iniciais .....	64
3.2.3.1 Modelo de Schmidt para cálculo da pressão no início do ciclo .....	64
3.2.3.2 Modelo em CFD em regime permanente para o cálculo do perfil de temperatura no deslocador .....	65
3.2.3.3 Obtenção dos perfis de velocidades lineares dos pistões .....	65
3.2.4 Geração e teste de malha .....	66
3.2.5 Validação da metodologia de previsão de desempenho .....	67
3.2.5.1 Domínio computacional .....	69
3.2.5.2 Equações governantes .....	69
3.2.5.3 Obtenção das condições de contorno para a validação .....	69

3.2.5.4 Geração de malha .....	70
<b>3.3 Considerações finais sobre a metodologia .....</b>	<b>71</b>
<b>4 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>	<b>73</b>
<b>4.1 Resultados do modelo em regime permanente e do modelo de Schmidt para obtenção das condições de contorno .....</b>	<b>73</b>
4.1.1 Resultados da obtenção do perfil de temperatura ao longo do deslocador.....	73
4.1.2 Resultados da pressão no PMI usando o modelo de Schmidt .....	75
<b>4.2 Resultados da validação do modelo em regime transiente .....</b>	<b>76</b>
4.2.1 Validação sem o modelo de radiação .....	76
4.2.2 Validação usando o modelo de radiação DO.....	77
<b>4.3 Resultados da análise de desempenho do motor concebido .....</b>	<b>79</b>
4.3.1 Resultados da análise de desempenho utilizando ar como fluido de trabalho .....	79
4.3.2 Resultados da análise de desempenho utilizando o gás hélio como fluido de trabalho	81
4.3.3 Resultados da influência do tipo de fluido .....	90
<b>4.4 Considerações sobre o motor concebido .....</b>	<b>91</b>
<b>5 CONCLUSÕES.....</b>	<b>93</b>
<b>6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS .....</b>	<b>95</b>
<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>96</b>
<b>APÊNDICES.....</b>	<b>105</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Durante a conferência das Nações Unidas sobre as Mudanças Climáticas de 2015 (*Conference of the Parties - COP21*) foi acordada pela primeira vez, em mais de duas décadas, uma meta conjunta para reduzir as emissões de gases de efeito estufa e definido um roteiro para dar um fim ao domínio dos combustíveis fósseis que durou mais de dois séculos. O acordo, que sucede o protocolo de Kyoto, é considerado por pesquisadores como um grande sucesso diplomático (CHRISTOFF, 2016). O COP 21 dá aos cidadãos dos países desenvolvidos e em desenvolvimento uma esperança e um sinal poderoso para os investidores de economias de baixo carbono. Como consequência o COP21 apresenta obrigações para os países estabelecerem metas oficiais (Contribuições Nacionalmente Determinadas) e preparar políticas para alcançá-las. Os países podem usar voluntariamente abordagens cooperativas para negociar a obrigação de emissões de poluentes, de maneira bilateral e descentralizada. O COP21 cria um quadro duradouro que incentiva o desenvolvimento de tecnologias sustentáveis para enfrentar os problemas ambientais de forma eficaz (ABDMOULEH et al., 2017).

Fontes de energia renováveis como a eólica, solar, marítima, biocombustível e geotérmica, utilizam recursos naturais e fornecem energia limpa, com baixas emissões de  $CO_2$ . A penetração das energias renováveis sofre uma ascensão constante, acredita-se que o consumo mundial de energia utilizando tais matrizes cresceu de apenas 5 TWh em 1965 para 1404 TWh em 2014 e continua crescendo a uma taxa de 170 TWh/ano (ABAS; KALAIR; KHAN, 2015). Em 2014, usinas eólicas, solares e de biomassa forneceram 60% de geração de eletricidade consumida na Dinamarca. Da mesma maneira, cerca de 30% da produção de eletricidade em Portugal e na Espanha foi fornecida por energias renováveis não hidrelétricas. O avanço do desenvolvimento de tecnologias renováveis teve um crescimento vertiginoso, entretanto, é necessário que desafios técnicos significativos sejam ainda enfrentados pela indústria de energia (LIANG, 2017).

Na busca por energias limpas, os motores Stirling voltaram a se tornar assunto de interesse devido a sua capacidade de operar com os mais diferentes tipos de fonte de calor e por conseguir alcançar altas eficiências térmica (KARABULUT et al., 2009). Sua versatilidade vem do fato de os motores Stirling receberem a energia da fonte externa de calor através da condução por suas paredes, realizando assim, a expansão e compressão de um gás de trabalho, transformando a energia recebida em trabalho mecânico (WALKER, 1973). Isso possibilita o

uso de de uma grande quantidade de fontes de calor, sejam elas sólidas (biomassa, carvão mineral), líquidas (gasolina, diesel, etanol...), gasosas (biogás, hidrogênio...), radiativas (solar) ou células de combustíveis (ROKNI, 2013; NISHIYAMA et al., 2007; FARRA; TZANETAKIS; THOMSON, 2012; COLMENAR-SANTOS et al., 2016; KONGTRAGOOL; WONGWISES, 2003). Ter um maior controle sobre a fonte de calor a ser utilizada possibilita que estes tipos de motores apresentem baixos níveis de emissão de poluentes, o que é extremamente importante, dada a preocupação cada vez maior com a poluição. O que leva a uma busca de sistemas que consigam utilizar fontes energéticas renováveis e limpas para gerarem potência, como fazem os motores Stirling (DARLINGTON; STRONG, 2005).

Os motores Stirling possuem diversas aplicações, sendo o mais comum o uso em tecnologias de energia solar. Quando associados a concentradores solares são considerados como uma das fontes de conversão de energia mais promissoras em anos recentes (CHENG; YU, 2011). A energia solar vem sendo usada como uma das soluções para reduzir a alta dependência mundial de combustíveis fósseis (ABBAS et al., 2011). De acordo com MANCINI et al. (2003), motores Stirling quando associados a concentradores solares, conseguem atingir eficiências de conversão de radiação solar incidida em energia elétrica próximas a 30%.

Esta dissertação divide-se em seis capítulos, sendo o primeiro a introdução. Neste primeiro capítulo, encontra-se uma introdução sobre o objeto de estudo, em que são apresentados os motores Stirling, bem como sua relevância. O capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica sobre conceitos gerais de motores Stirling: princípios de funcionamento, parâmetros de desempenho, vantagens e desvantagens do uso dessa tecnologia e, por último, uma análise teórica que envolve o funcionamento do motor. O capítulo 3 destina-se à metodologia e nele são apresentadas as metodologias de projeto, simulação e de previsão de desempenho do motor concebido. No capítulo 4, são apresentados os resultados obtidos e discussões realizadas sobre o modelo teórico e sobre as medições realizadas na bancada dinamométrica. O capítulo 5 apresenta as conclusões do trabalho desde o projeto do motor até a comparação com os resultados teóricos. No capítulo 6, encontram-se as sugestões para trabalhos futuros usando como base observações feitas pelo autor durante todo o desenvolvimento do projeto.

## **Objetivo Geral**

Este trabalho tem como principal objetivo conceber um motor Stirling do tipo Beta e realizar a previsão do seu desempenho em diferentes condições de operação usando um modelo

matemático que usa dinâmica dos fluidos computacional tridimensional.

### **Objetivos específicos**

- Desenvolver uma metodologia de projeto de um motor Stirling do tipo Beta;
- Desenvolver uma metodologia de simulação tridimensional em CFD que consiga prever o desempenho do motor;
- Validar a metodologia de simulação com dados experimentais;
- Avaliar o desempenho do motor concebido em diferentes condições de operação;

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

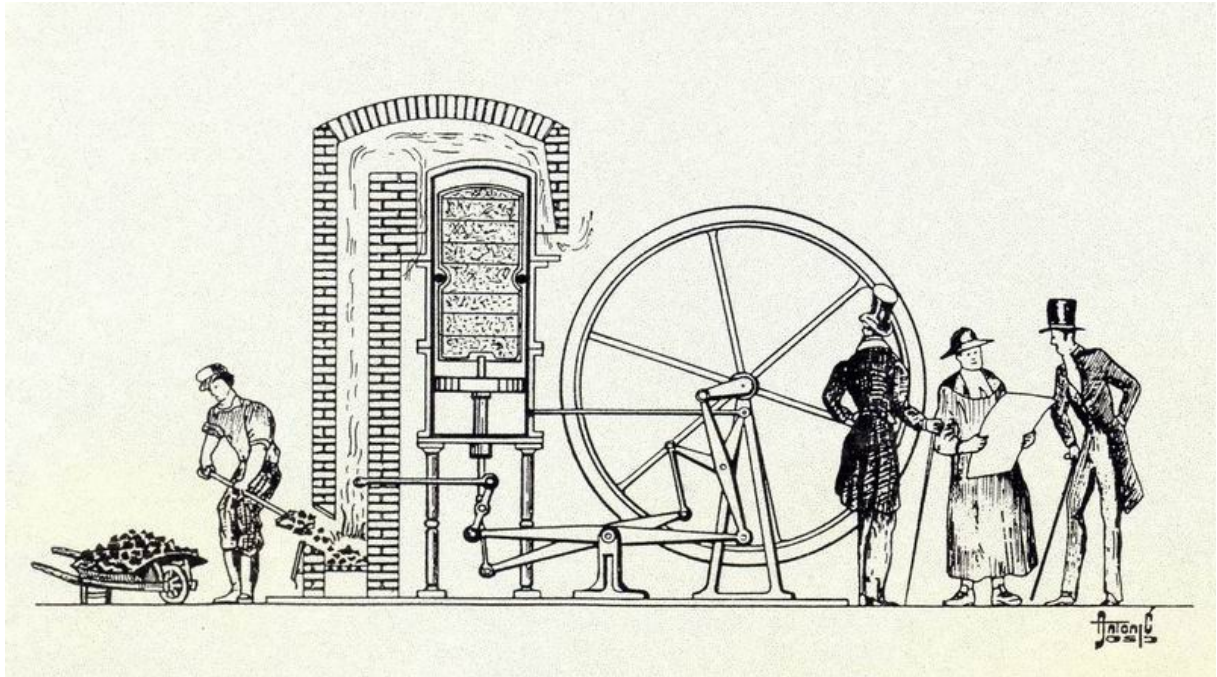
Este capítulo introduz os princípios básicos de projeto de motores Stirling e de modelos teóricos para a previsão do seu desempenho. Inicialmente, mostra-se de forma resumida os princípios de funcionamento de vários tipos de motores e alguns aspectos básicos dos motores tipo Beta. Em seguida são apresentadas as equações necessárias para a modelagem dos motores Stirling do tipo Beta. Por fim, são mostradas considerações que permitem o desenvolvimento do projeto de um motor e o estado da arte contendo alguns estudos relevantes para a elaboração do presente trabalho.

### 2.1 Histórico

Há pouco mais de duzentos anos, o pastor escocês Robert Stirling projetou, fabricou e patenteou o primeiro motor Stirling com o nome de "Economizador". Sua patente original número 4081, em 1816, iniciou uma nova era na busca de uma fonte de energia segura continuada por anos (STIRLING, 1816). O motor de Stirling desenvolvido funcionava com aquecimento externo e utilizava o ar como fluido de trabalho, por isso era chamado de "motor de ar quente". Eles eram mais seguros e eficientes do que as máquinas a vapor, e passaram a ser usados para alimentar as bombas de água de pedreiras e minas de carvão em 1818 (WALKER, 1973, 1980). Nos anos seguintes à fabricação do primeiro motor, houve implementações de várias outras inovações. A maior parte das mudanças promovidas foi desenvolvida por James Stirling, irmão de Robert e engenheiro de fundições (PUECH; TISHKOVA, 2011).

O motor desenvolvido por Robert Stirling funciona com o aquecimento e resfriamento de um fluido contido em uma câmara fechada sofrendo ciclos de compressão e expansão e gerando trabalho mecânico. Como o aquecimento do fluido é oriundo de uma fonte de calor externa, seu motor possui uma grande versatilidade de combustíveis e processos de combustão, permitindo o uso de combustíveis sólidos, líquidos, gasosos e energia térmica proveniente da radiação solar (PUECH; TISHKOVA, 2011). A Figura 2.1 mostra um esquema do primeiro motor projetado e construído por Robert Stirling. Nela, é possível observar o calor proveniente da queima do carvão sendo adicionado a câmara que expansão e os componentes mecânicos do motor.

Figura 2.1: Vista em corte do motor de Robert Stirling.



Fonte: SENFT (1996)

O calor inserido no motor pelas paredes expande o fluido de trabalho. O pistão de potência recebe o aumento da pressão na câmara de expansão e a converte em trabalho mecânico. O pistão deslocador desloca o fluido de trabalho da câmara de expansão para a câmara de compressão, onde o gás no interior do motor perde calor e é comprimido. O volante de inércia é responsável por manter o movimento do motor e fornecer parte da energia gerada no ciclo anterior para dar continuidade ao ciclo seguinte (BARROS, 2005). Hoje conhecido como regenerador, o dispositivo chamado por Robert Stirling de economizador, reaproveita parte do calor de um ciclo para outro e aumenta a eficiência térmica do motor. Assim, é realizado um pré-aquecimento do fluido de trabalho ao entrar na câmara de expansão, diminuindo a quantidade de calor a ser inserida (DARLINGTON; STRONG, 2005).

Posteriormente, outros motores baseados no de Robert foram desenvolvidos e receberam o nome dos seus desenvolvedores, como Heinrici Air Engine, Robinson Air Engine, e Rankine-Napier Air Engine (READER; HOOPER, 1983; MARTINI, 1978; URIELI; BERCHOWITZ, 1984; WEST, 1986). Apenas na década de 1950, Dr. Roelf Jan Meijer os chamou de motores Stirling em homenagem a Robert Stirling (WALKER; FAUVEL; READER, 1989). Na década de 1920, com o surgimento dos motores de combustão interna operando com os ciclos Otto e Diesel, o motor Stirling foi se tornando obsoleto. Pois, segundo PUECH; TISHKOVA (2011),



os motores de combustão interna possuíam maiores vantagens para as aplicações da época e conseguiam operar regimes transientes, o que os colocava muito à frente em relação aos motores Stirling.

## 2.2 Fundamentos teóricos

### 2.2.1 O ciclo Stirling

O ciclo Stirling teórico é baseado na adição de calor isotérmico por uma fonte quente e rejeição de calor isotérmico por uma fonte de compressão, sendo composto por quatro processos reversíveis em série: expansão isotérmica, resfriamento a volume constante, compressão isotérmica e aquecimento a volume constante. O regenerador é um componente adicionado ao motor que possui a função de coletar parte do calor rejeitado pelo ciclo anterior para fluido de trabalho na fonte quente (ÇENGEL; CIMBALA; SKNARINA, 2006). São apresentadas três vantagens do ciclo Stirling teórico (KONGTRAGOOL; WONGWISES, 2003).

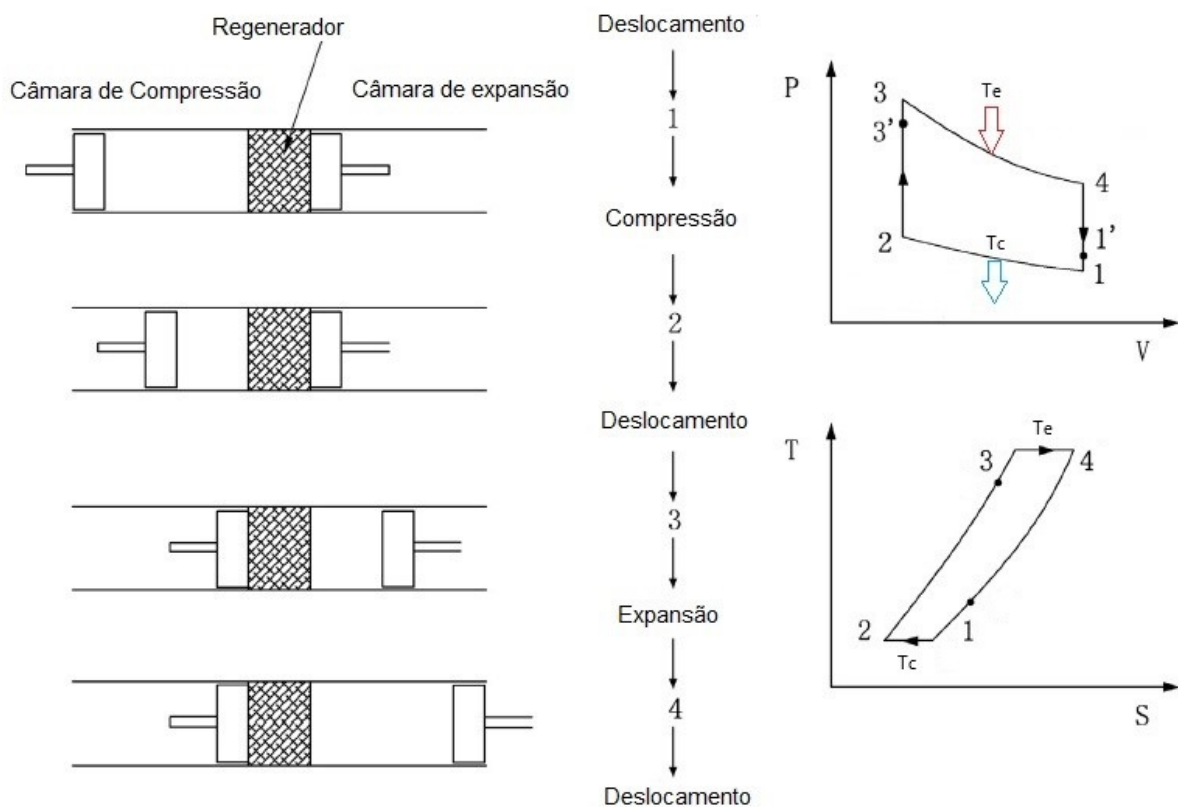
- A eficiência térmica do ciclo com regeneração ideal se aproxima ao ciclo de Carnot. O regenerador é um armazenador de energia temporária, absorve e libera calor rapidamente para o fluido de trabalho que está passando. Portanto, a quantidade de calor extraída da fonte externa é reduzida, o que resulta em uma melhora na eficiência térmica (WALKER, 1980).
- A substituição de dois processos isentrópicos por dois processos a volume constante e um consequente aumento da área do diagrama p-v, fornece uma maior quantidade de trabalho mecânico sem a necessidade de usar altas pressões e grandes volumes deslocados pelo pistão de potência, como no ciclo de Carnot (WALKER, 1980).
- O ciclo Stirling ideal possui a máxima eficiência mecânica possível quando comparado com todos os motores de calor de pistão recíprocos que trabalham com as mesmas condições de temperatura, de razão de compressão, de fluido de trabalho e de pressão externa (SENF, 1993).

O ciclo completo de um motor Stirling é composto por quatro processos que ocorrem em dois tempos do motor. A análise do movimento relativo entre os dois pistões e o volume relativo entre a câmara de expansão e compressão são necessários para observar o movimento

da árvore de manivelas. Para isso, é assumido que o pistão de potência está no ponto morto inferior e o pistão do espaço de expansão está no ponto morto próximo ao regenerador. Todo o fluido de trabalho está no espaço de compressão a frio. O volume de compressão é máximo e a pressão e a temperatura são mínimas, como pode ser observado no ponto 1 nos diagramas de pressão em função do volume deslocado e temperatura em função da entropia (THOMBARE; VERMA, 2008).

Pela Figura 2.2 é possível observar as etapas do ciclo Stirling e como os volumes de compressão e expansão variam durante o processo. A curva de pressão em função do volume deslocado para o ciclo teórico ideal mostra o momento em que o calor é adicionado e rejeitado. Já a curva de temperatura em função da entropia mostra como a variação de temperatura ocorre durante o ciclo.

Figura 2.2: **Ilustração das quatro etapas do ciclo Stirling.**



Fonte: DUAN et al. (2014).

Composto por quatro etapas o ciclo é definido por ROSA (2016)

- 1-2 Compressão isotérmica do gás pela adição de calor. Deslocamento do fluido de tra-

balho para a região fria do cilindro (câmara de compressão).

- 2-3 Rejeição de calor isovolumétrica para o regenerador. Deslocamento de parte do fluido de trabalho para a câmara de expansão. Absorção de calor pelo regenerador e aumento da pressão do fluido.
- 3-4 Compressão do gás devido à rejeição de calor para a fonte fria. Deslocamento do fluido para a região de expansão do cilindro (câmara de expansão).
- 4-1 Fornecimento de calor isovolumétrico ao fluido pelo regenerador. Deslocamento de parte do fluido de trabalho para a câmara de compressão. Perda de calor e consequente redução da pressão e da temperatura.

### 2.2.2 Motores Stirling

De acordo com THOMBARE; VERMA (2008), os motores Stirling podem ser amplamente classificados em duas categorias: de atuação única e de dupla ação. O termo define o modo de operação de um motor específico. Em motores de ação única, o fluido é transportado entre dois cilindros e se encontra em contato apenas com um lado do pistão. Eles podem operar como motores de cilindro único em múltiplas unidades dispostas em uma mesma árvore de manivelas (THOMBARE; VERMA, 2008). Já os motores de dupla ação, possuem vários espaços de trabalho e usam ambos os lados do pistão para mover o fluido de um espaço para outro, o motor multi-cilindro do tipo *swash plate* é um exemplo (LYNCH; MEIJER, 1975).

Os três tipos de motores Stirling (Alfa, Beta e Gama) são bastante parecidos, entretanto, diferem na disposição dos pistões e cilindros. Em qualquer um dos três modelos citados, o fluido de trabalho ora se desloca para a câmara de expansão e ora se desloca para a câmara de compressão (HIRATA, 1997).

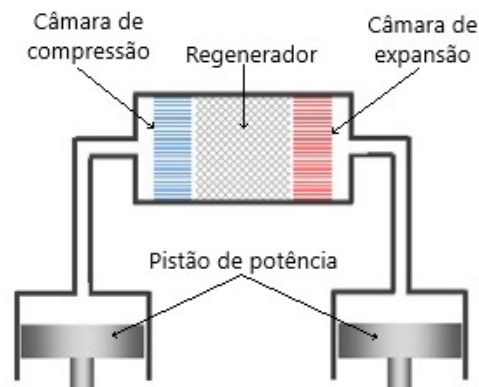
Várias são as configurações encontradas na literatura, dentre elas as mais relevantes são: Alfa (THOMBARE; KARMARE, 2012), Beta (PUECH; TISHKOVA, 2011) e Gama (CENGEL; BOLES, 2002). As diferentes maneiras que os pistões se movimentam são: biela-manivela (BARRETO; CANHOTO, 2017), rômbico (SHENDAGE; KEDARE; BAPAT, 2011), pistão livre (KARABULUT, 2011), pistão líquido (YANG et al., 2014), *swash plate* (CAMPOS; VARGAS; ORDONEZ, 2012), *ringbom* (SRINIVASAN et al., 1985) e *Ross Yoke* (TLILI; SA'ED, 2013).

### 2.2.2.1 Tipo Alfa

Os motores Stirling do tipo Alfa possuem dois pistões de potência em cilindros separados, um é instalado na câmara que compressão e o outro na câmara de expansão. Ambos os pistões precisam transferir o trabalho e devem ser selados para conter o fluido de trabalho. O motor Stirling de tipo Alfa pode ser organizado em uma configuração de dupla ação conectando várias unidades Alfa em série em um único motor (WANG et al., 2016).

Cada cilindro possui um pistão e geralmente defasados em valores próximos a  $90^\circ$  (AK-SOY; CINAR, 2013). Pelo fato de usarem dois pistões de mesmo tamanho e assim possuírem uma maior área de contato entre os pistões e o cilindro, os motores do tipo Alfa apresentam sérios problemas de vedação. Em contra partida, conseguem trabalhar com taxas de compressão superiores aos demais tipos (DARLINGTON; STRONG, 2005). A Figura 2.3 mostra um desenho esquemático de um motor do tipo Alfa.

Figura 2.3: **Esquemático de um motor Stirling do tipo Alfa.**



Fonte: WANG et al. (2016)

### 2.2.2.2 Tipo Beta

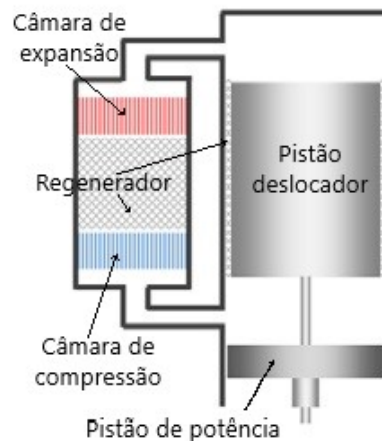
De acordo com AHMADI; AHMADI; POURFAYAZ (2017), a estrutura do motor Stirling do tipo Beta é projetada de forma que o pistão e o deslocador estejam posicionados concêntricamente em um único cilindro. O espaço entre a parte superior do pistão de potência e a parte inferior do deslocador consiste no espaço de compressão. O espaço entre o topo do cilindro e a parte superior do deslocador consiste no espaço de expansão.

A variação do espaço de expansão é determinada pelo movimento do deslocador, enquanto que a variação do espaço de compressão é definido simultaneamente pelo pistão de potência e o deslocador (WANG et al., 2016).

A principal função do pistão deslocador é movimentar o gás entre as câmaras de expansão e compressão do motor através dos canais de ligação. Não existe uma diferença de pressão significativa entre as extremidades do deslocador, entretanto, existe um grande gradiente de temperatura ao longo do corpo do deslocador. Para evitar perdas por condução, ele geralmente é feito de um cilindro de parede fina com baixa condutividade térmica. As perdas por radiação devem ser consideradas no deslocador quando se estuda motores que trabalham com altas temperaturas (WANG et al., 2016).

Apenas o pistão de potência tem a função de vedar o fluido de trabalho no sistema, por isso os motores Stirling tipo Beta conseguem uma melhor vedação em altas temperaturas (KONGTRAGOOL; WONGWISES, 2007). A Figura 2.4 mostra um desenho esquemático de um motor do tipo Beta.

Figura 2.4: **Esquemático de um motor Stirling do tipo Beta.**



Fonte: WANG et al. (2016).

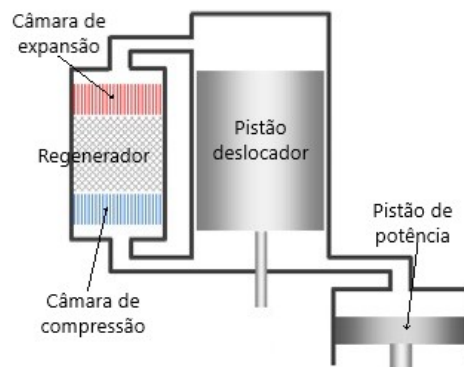
### 2.2.2.3 Tipo Gama

Os motores Stirling do tipo Gama se assemelham aos motores do tipo Beta por ambos possuírem pistão de potência e deslocador. O espaço de compressão é dividido entre os dois cilindros por um tubo de conexão. A configuração Gama consegue operar com baixos diferenciais de temperatura, entretanto, não alcança altas potências específicas devido ao maior volume

morto do espaço de compressão. Outro problema enfrentado pelos motores Gama é que, para os motores de baixo diferencial de temperatura, é necessário um diâmetro do deslocador muito superior quando comparado ao pistão de potência. Isto pode inviabilizar a sua construção, dependendo de seu tamanho. A principal vantagem é que o tipo Gama consegue trabalhar com um baixo diferencial de temperatura entre a câmara de expansão e compressão. De tal maneira, é possível operar com fontes de calor com temperaturas mais baixas, como por exemplo, calor residual de processos industriais (WANG et al., 2016).

GHEITH et al. (2012) desenvolveram um motor Stirling tipo Gama de 500 W de potência do eixo mecânico e 600 rpm de revoluções máximas por minuto. Sua pesquisa mostrou como a potência do eixo de saída se comporta de acordo com os parâmetros alterados e a viabilidade dos motores do tipo Gama. A Figura 2.5 mostra um desenho esquemático de um motor do tipo Gama.

Figura 2.5: **Esquemático de um motor Stirling do tipo Gama.**



Fonte: WANG et al. (2016).

### 2.2.3 Variações de movimento em motores Stirling do tipo Beta

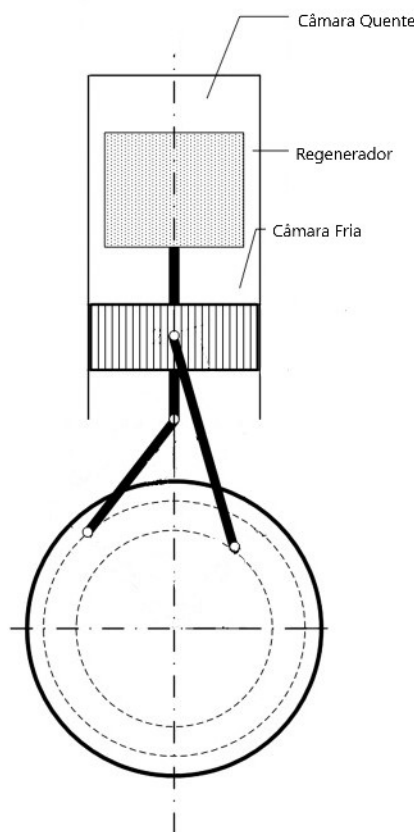
Nos motores Stirling do tipo Beta, existem três principais variações do movimento dos pistões: Biela-Manivela, Rômbico e pistão livre. Em todas elas, é mantido o princípio de que o pistão de potência e o deslocador trabalham em um mesmo cilindro. Entretanto, o movimento e balanceamento dos componentes do motor sofrem variações que visam melhorar o seu desempenho.

### 2.2.3.1 Sistema biela-manivela

A configuração biela-manivela é a mais usada em motores Stirling e em combustão interna por ser confiável e de simples construção. Em contrapartida, sua simplicidade faz com que seja difícil de se realizar o balanceamento dos seus componentes e também faz com que sua eficiência mecânica seja baixa (THOMBARE; VERMA, 2008).

A Figura 2.6 mostra um desenho esquemático de um motor Stirling do tipo Beta com mecanismo biela-manivela.

Figura 2.6: **Esquemático de um motor Stirling do tipo Beta com pistão livre.**



Fonte: CHENG; YU (2011).

Por sua simplicidade construtiva e facilidade em realizar adaptações em uma estrutura já disponível no mercado, a viabilidade configuração biela-manivela faz com que ela se torne objeto de estudo deste trabalho. A literatura apresenta um modelo termodinâmico para o motor Stirling do tipo Beta com o mecanismo biela-manivela. Com o modelo, é possível obter valores da pressão instantânea, volumes, temperaturas e transferências de calor nas câmaras de expansão e compressão.

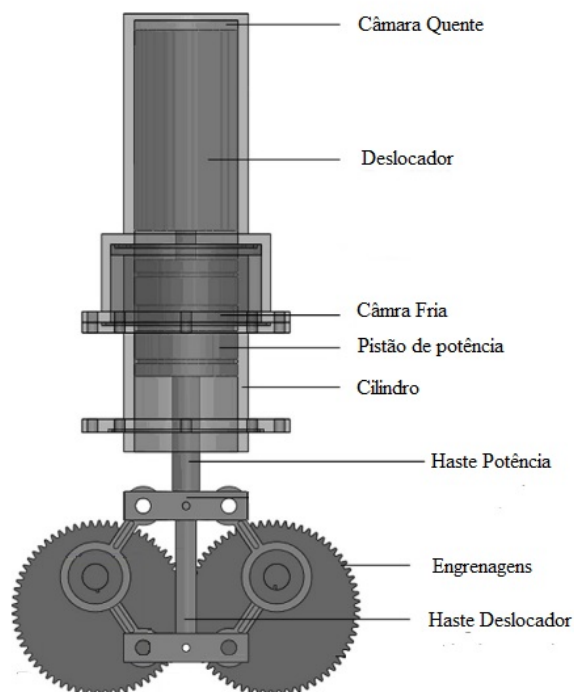
### 2.2.3.2 Sistema rômbo

O sistema rômbo foi desenvolvido originalmente em torno de 1900 para o motor de carro Twincylinder Lanchester para obter um maior equilíbrio de forças de inércia entre os pistões. Foi apenas em 1959 que a empresa Philips implementou este sistema nos motores Stirling do tipo Beta (HARGREAVES, 1991).

O sistema rômbo conta com duas engrenagens simétricas de mesmo diâmetro e duas hastes rígidas conectando o pistão de potência e o deslocador. À medida que as engrenagens giram, o sistema rômbo muda sua forma e as bielas se movimentam para cima e para baixo. Desta forma, o pistão de potência e o deslocador são movidos no cilindro de uma maneira perfeitamente coaxial. As principais vantagens do mecanismo rômbo de movimentação é que o movimento coaxial do pistão e do deslocador é silencioso e não apresenta uma grande necessidade de lubrificação (CHENG; YU, 2012).

A Figura 2.7 mostra um desenho esquemático de um motor do tipo Beta rômbo.

Figura 2.7: **Esquemático de um motor Stirling do tipo Beta rômbo.**



Fonte: AKSOY; CINAR (2013).



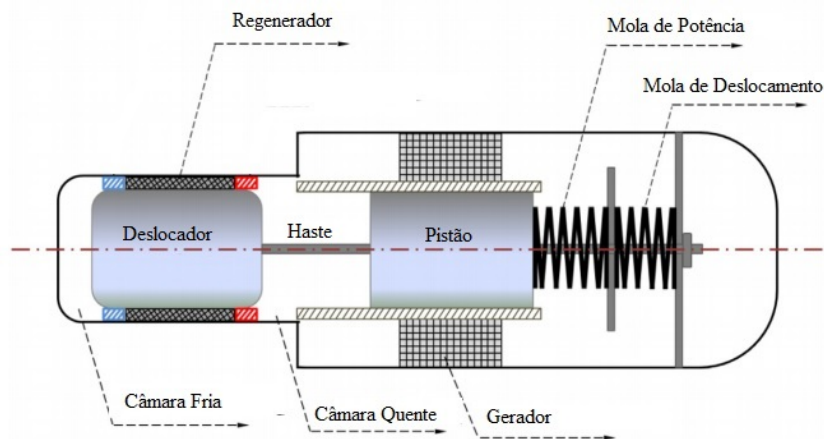
### 2.2.3.3 Sistema de pistão livre

O motor Stirling de pistão livre, diferentemente das outras variações de motores Stirling, não possui uma árvore de manivelas, mas sim um mecanismo simples que gera um movimento de translação sob a forma de uma vibração (BEALE, 1969). Por não possuir árvore de manivelas, seus componentes se tornam mais simples, pois usam apenas molas para o acionamento do pistão de potência e do deslocador. Assim como os demais motores do ciclo Stirling, esta variação consegue reduzir significativamente as perdas por atrito (HSIEH; HSU; CHIOU, 2008).

O movimento linear gerado por essa variação é geralmente usado para realizar a interação magnética entre o pistão e um campo magnético, que é induzido por uma bobina, gerando energia elétrica (BANKS, 1989). Isso permite a construção de um motor hermeticamente fechado e com perdas por vazamento reduzidas (KWANKAOMENG, 2008). Outra vantagem é a ausência das forças laterais exercidas sobre os componentes do motor, permitindo assim um menor desgaste e uma vida útil maior (BENVENUTO; DE MONTE; FARINA, 1990).

A Figura 2.8 mostra um desenho esquemático de um motor do tipo Beta com pistão livre.

Figura 2.8: **Esquemático de um motor Stirling do tipo Beta com pistão livre.**



Fonte: SONG; LU; KITAMURA (2015).

A modelagem dinâmica permite prever o desempenho de um motor Stirling de pistão livre com mais facilidade se comparado com uma modelagem termodinâmica (KARABULUT, 2011). Apesar de os motores Stirling de pistão livre ter um grande potencial, seu uso se concentra mais em fontes que operam usando energia solar e micro cogeração (KERDCHANG et al., 2005).

## 2.2.4 Principais aplicações dos motores Stirling

Por serem motores de combustão externa, os variados tipos de motores Stirling conseguem funcionar com os mais diferentes tipos de fontes de calor, o que permite que sejam usados em diversas aplicações. Entretanto, como o calor é adicionado ao fluido por condução nas paredes do motor, a variação de potência nos motores Stirling possui um regime transiente muito grande se comparado com os motores de combustão interna, que conseguem responder rapidamente a solicitações de potência pelo usuário. Com esse atraso de resposta, os motores Stirling perderam espaço em algumas áreas, como na indústria automotiva. Pesquisas em motores Stirling operando com gás natural, biocombustíveis e radiação solar para microgeração, provam que o uso dos motores pode ser capaz de proporcionar demasiadas vantagens ambientais e econômicas e se tornar uma solução para satisfazer as atuais demandas de energia (ONOVWIONA; UGURSAL, 2006; AHMADI et al., 2013).

### 2.2.4.1 Concentradores solares para motores Stirling

A energia solar é uma das fontes de energia renovável mais atrativas do momento e pode ser associada a motores Stirling (STINE, 1998). A ideia de acoplamento dos motores Stirling aos concentradores solares é uma tecnologia relativamente nova e facilita a conversão de energia solar em energia elétrica. O coletor solar do tipo parabólico concentra a radiação solar incidente em um ponto focal, no qual se encontra a câmara de expansão do motor. A radiação incidente aquece a câmara de expansão e permite o funcionamento do motor (AHMADI et al., 2013).

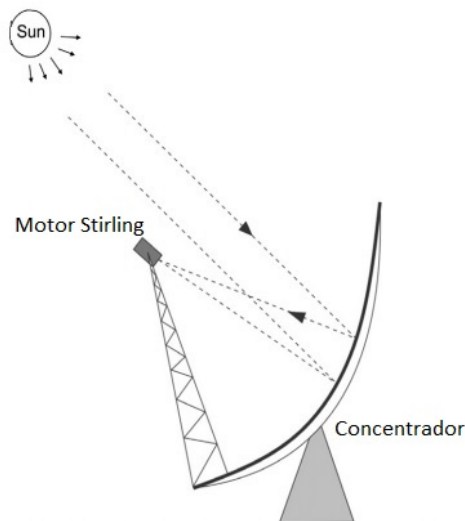
Devido à sua construção simples, acredita-se que a fabricação em escala dos motores Stirling associados a concentradores solares possam reduzir seu custo e os tornar uma solução economicamente viável para a geração de potência em países em desenvolvimento e com uma alta incidência de radiação solar. STINE (1998) diz que, para a geração de potência com energia solar na faixa de 1-100 kWe, o motor Stirling se mostra com um dos menores custos de fabricação. Embora a eficiência térmica dos motores Stirling desenvolvidos até hoje seja inferior aos motores de combustão interna, sua confiabilidade e vida útil são superiores (KONGTRAGOOL; WONGWISES, 2003).

A energia solar de forma economicamente viável está disponível em apenas um terço do dia. Para isso, são necessários sistemas híbridos que quando combinados com energia solar e outra fonte de calor, permitem um funcionamento constante. Uma vez que a combustão do

motor Stirling é um processo contínuo e externo, ele é capaz de queimar diferentes tipos de combustíveis independente de sua qualidade e de forma mais eficiente (STINE, 1998).

A Figura 2.9 mostra um desenho esquemático de um motor Stirling com concentrador solar.

Figura 2.9: **Esquemático de um motor Stirling com concentrador solar.**



Fonte: AHMADI et al. (2013).

#### 2.2.4.2 Micro-cogeração usando motores Stirling

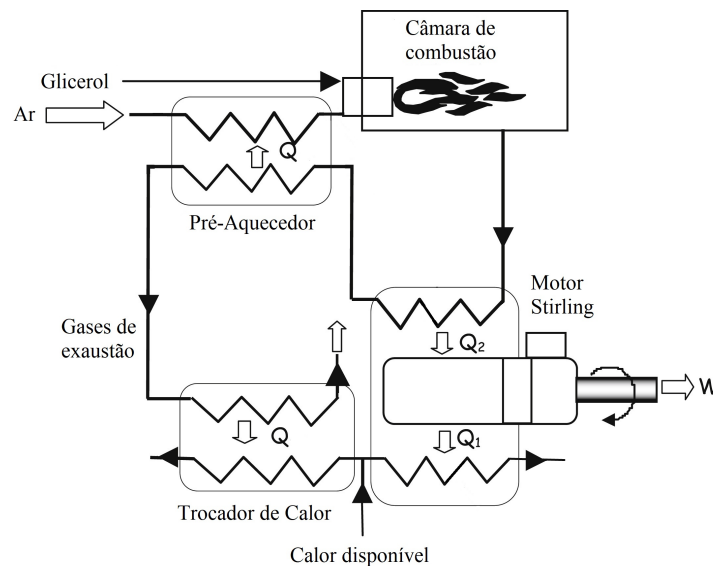
A micro-cogeração usando Stirling CHP (*combined heat and power* ou em português, combinado de calor e potência) tem como resultado a geração de potência de eixo do motor e calor proveniente do resfriamento da câmara de compressão. De tal maneira, os Stirling CHP aparecem como uma alternativa atrativa para geração de energia elétrica, assim como para aquecimento residencial e de água (THOMBARE; VERMA, 2008). No desenvolvimento atual para aplicações em cogeração, o maior esforço converge para equipamentos residenciais de baixa potência para pequenas famílias. Tal tecnologia pode impactar de maneira relevante na rede de geração de energia elétrica e gás com custos reduzidos se aplicado em grandes escalas. Atualmente, a redução dos custos é fator limitante para a difusão da micro-CHP (SIX; VEKEMANS; DEXTERS, 2009).

Entre as fontes renováveis para micro-cogeração usando motores Stirling, a biomassa é considerada uma das mais promissoras para produção de calor usando combustão e gaseificação

(BURAGOHAIN; MAHANTA; MOHOLKAR, 2010). De acordo com DAY et al. (2009), esta tendência não deve mudar no futuro próximo, pois, a importância com as emissões de dióxido de carbono no setor de energia tem crescido cada vez mais.

A Figura 2.10 mostra um desenho esquemático de um circuito de micro-cogeração usando um motor Stirling e glicerol.

Figura 2.10: **Circuito de micro-cogeração usando um motor Stirling.**



Fonte: MARION; LOUAHLIA; GUALOUS (2016).

## 2.3 Modelagem de motores Stirling

### 2.3.1 Modelo de primeira ordem de Schmidt

HIRATA (1997) apresenta a teoria de Schmidt com suas considerações para o cálculo da pressão instantânea no cilindro. O modelo proposto por Schmidt é o método mais simples de cálculo isotérmico para motores Stirling e se mostra de útil para uma primeira aproximação. Este modelo baseia-se na expansão isotérmica e na compressão de um gás ideal. Para isso, são adotadas algumas hipóteses:

- A perda de pressão nos trocadores de calor e as diferenças de pressão internas são desprezadas.
- O processo de expansão e compressão são isotérmicos.

- O fluido de trabalho é considerado um gás ideal.
- A regeneração é perfeita.
- Os espaços mortos de expansão e compressão mantêm suas temperaturas durante o ciclo.
- A temperatura do gás do regenerador é uma média da temperatura do gás das câmaras de expansão e compressão.
- Os volumes de compressão e expansão variam de forma senoidal.

A massa  $m$  do fluido de trabalho é calculada pela Eq. 2.1.

$$m = \frac{V_{se}p}{2RT_c} [S - B \cos(\theta - A)] \quad (2.1)$$

em que,  $V_{se}$  é o volume deslocado pelo pistão deslocador,  $p$  é a pressão instantânea do fluido de trabalho,  $R$  é a constante do gás de trabalho,  $T_c$  é a temperatura na câmara de compressão,  $\theta$  é a posição angular da árvore de manivelas,  $B$  é dado pela Eq. 2.2,  $S$  é dado pela Eq. 2.3 e  $a$  é dado pela Eq. 2.4.

$$B = \sqrt{t_d^2 + 2v(t_d - 1) \cos(dx) + v^2 - 2t_d + 1} \quad (2.2)$$

$$S = t_d + 2t_d X_{de} + \frac{4t_d X_r}{1 + t_d} + v + 2X_{dc} + 1 - 2X_b \quad (2.3)$$

$$A = \tan^{-1} \frac{v \sin(dx)}{t_d + \cos(dx) + 1} \quad (2.4)$$

em que,  $dx$  é o ângulo de fase entre o pistão de potência e o deslocador,  $t_d$  é a razão de temperaturas de compressão e de expansão ( $t_d = T_c/T_e$ ),  $v$  é a razão de volumes deslocados de compressão e de expansão ( $v = V_{sc}/V_{se}$ ).  $X_{de}$  é a razão entre o volume morto de expansão e o volume deslocado de expansão ( $X_{de} = V_{de}/V_{se}$ ),  $X_{dc}$  é a razão entre o volume morto de compressão e o volume deslocado de expansão, ( $X_{dc} = V_{dc}/V_{se}$ ).  $X_r$  é a razão entre o volume do regenerador e o volume deslocado de expansão ( $X_r = V_r/V_{se}$ ),  $X_b$  é a razão entre o volume relativo e o volume deslocado de expansão ( $X_b = V_b/V_{se}$ ), onde,  $V_b$  é caracterizado pela Eq 2.5

$$V_b = \frac{V_{se} + V_{sc}}{2} - \sqrt{\frac{V_{se}^2 + V_{sc}^2}{4} - \frac{V_{se} + V_{sc}}{2} \cos(dx)} \quad (2.5)$$

A pressão de trabalho  $p_t$  é calculada pela Eq. 2.6.

$$p_t = \frac{2mRT_c}{V_{se}(S - B \cos(\theta - A))} \quad (2.6)$$

Por fim, a pressão instantânea  $p$  dentro do cilindro é calculada pela Eq. 2.7.

$$p = \frac{p_A \sqrt{1 - \left(\frac{B}{S}\right)^2}}{1 - \cos(\theta - A) \left(\frac{B}{S}\right)} \quad (2.7)$$

### 2.3.2 Dinâmica dos fluidos computacional aplicada aos motores Stirling

A modelagem CFD (*Computational Fluid Dynamics* do inglês, Dinâmica dos fluidos computacional) em motores Stirling se caracteriza por descrever fenômenos termofluidodinâmicos presentes no escoamento, de forma que as propriedades são determinadas pela solução em conjunto das equações de Navier Stokes (conservação de massa, de momentum, de energia e pela equação de estado do gás ideal) descritas nas Equações 2.8 a 2.13 (ABUELYAMEN et al., 2017). A fim de reduzir o tempo computacional gasto nas simulações CFD, as seguintes hipóteses são utilizadas: a viscosidade do fluido é considerada constante, o gás de trabalho é um gás ideal, o volume correspondente ao fluido de trabalho é axissimétrico e os efeitos de atrito mecânico são desconsiderados. As equações governantes do domínio computacional são constituídas pela equação da continuidade, conservação de momentum, conservação da energia e lei dos gases ideais (SALAZAR; CHEN, 2014).

A equação de continuidade para uma geometria com simetria de eixo é dada pela Eq. 2.8 (FLUENT, 2013).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v_x) + \frac{\partial}{\partial r}(\rho v_r) + \frac{\rho v_r}{r} = 0 \quad (2.8)$$

em que  $r$  é a coordenada radial,  $v_x$  é a velocidade axial,  $v_r$  é a velocidade radial,  $\rho$  é a densidade e  $t$  é o tempo.

A conservação de momentum para uma geometria com simetria de eixo é dada pelas Eq. 2.9 e 2.10 (FLUENT, 2013).

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho v_x) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x}(r \rho v_x v_x) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v_r v_x) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[ r \mu \left( 2 \frac{\partial v_x}{\partial x} - \frac{2}{3} (\nabla \vec{v}) \right) \right] + \\ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[ r \mu \left( \frac{\partial v_x}{\partial r} + \frac{\partial v_r}{\partial x} \right) \right] + F_x \end{aligned} \quad (2.9)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho v_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x}(r \rho v_x v_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v_r v_r) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[ r \mu \left( \frac{\partial v_r}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial r} \right) \right] + \\ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[ r \mu \left( 2 \frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{2}{3} (\nabla \vec{v}) \right) \right] - 2 \mu \frac{v_r}{r^2} + \frac{2}{3} \mu (\nabla \vec{v}) + \rho \frac{v_z^2}{r} + F_r \end{aligned} \quad (2.10)$$

em que,  $\mu$  é a viscosidade molecular,  $F_x$  representa as forças externas na direção axial,  $F_r$  representa as forças externas na direção radial,  $v_z$  é a velocidade de swirl e  $\nabla\vec{v}$  é dada pela equação 2.11

$$\nabla\vec{v} = \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_r}{r} \quad (2.11)$$

A conservação da energia é dada pela Eq. 2.12 (FLUENT, 2013).

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla(\vec{v}(\rho E + p)) = -\nabla \cdot \left( k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\bar{\tau}_{eff} \vec{v}) \right) + S_h \quad (2.12)$$

na qual,  $k_{eff}$  é a condutividade efetiva,  $\vec{J}_j$  é o fluxo de difusão de espécies  $j$ . A energia transferida pela condução é representada por  $k_{eff} \nabla T$ , a difusão de espécies por  $\sum_j h_j \vec{J}_j$ , e a dissipação viscosa por  $\bar{\tau}_{eff} \vec{v}$ , respectivamente.  $S_h$  inclui o calor da reação química e de outras fontes de calor,  $h$  é a entalpia sensível e  $E$  é a energia devido à entalpia, pressão e energia cinética.

A equação dos gases ideais é dada pela Eq. 2.13.

$$pV = nR_u T \quad (2.13)$$

em que,  $V$  o volume,  $n$  número de moles,  $R_u$  a constante universal dos gases e  $T$  a temperatura do fluido.

### 2.3.2.1 Equações de Navier Stokes por médias de Reynolds - RANS

O número de Reynolds ( $Re$ ) de um escoamento representa a relação das forças de inércia e as forças viscosas. Em escoamentos em que o número de Reynolds ultrapassa o valor crítico, uma série de fatores tornam o escoamento instável e imprevisível. Este regime, chamado de regime turbulento, varia a velocidade e outras propriedades do fluido de maneira aleatória. O número de Reynolds pode ser calculado usando a Eq. 2.14. (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

$$Re = \frac{\rho v_e D}{\mu} \quad (2.14)$$

em que,  $v_e$  é a velocidade média do fluido,  $D$  é a longitude característica do fluido e  $\mu$  é a viscosidade dinâmica do fluido.

Na média de Reynolds, as variáveis de solução nas equações de Navier-Stokes são decompostas nos componentes médio (conjunto médio ou tempo médio) e flutuante para os componentes de velocidade (RANS - *Reynolds averaged navier Stokes*) (Eq. 2.15) (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007)

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (2.15)$$

em que,  $\bar{u}_i$  é o valor médio da velocidade e  $u'_i$  é o ponto flutuante de velocidade.

Dentre os diferentes métodos numéricos para a avaliação da turbulência, o método RANS é o que oferece o menor custo computacional com resultados confiáveis. Termos extras relativos ao tempo médio do escoamento (Eq. 2.15) são adicionados para descrever as equações de transporte. De acordo com VERSTEEG; MALALASEKERA (2007), as equações de continuidade e conservação de momentum podem ser escritas na forma de um tensor cartesiano (Eqs. 2.16 e 2.17)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (2.16)$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho u'_i u'_j) \quad (2.17)$$

Os tensores de Reynolds,  $-\rho \bar{u}'_i u'_j$ , quando modelados permitem a solução da Eq. 2.17.

### 2.3.2.2 Modelo de turbulência $k$ - $\omega$ SST

O modelo de turbulência  $k$ - $\omega$  SST combina as vantagens do modelo  $k$ - $\omega$  com as vantagens do modelo  $k$ - $\epsilon$ . Desta maneira, é possível avaliar o escoamento nas partes internas da camada limite ( $k$ - $\omega$ ) e diminuir a sensibilidade do modelo ( $k$ - $\epsilon$ ) (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

As Equações 2.18 e 2.19 representam o modelo desenvolvido por MENTER (1994), em que o modelo  $k$ - $\omega$  SST resolve as duas equações de transporte: a primeira para a energia cinética turbulenta ( $k$ ), e a segunda para a taxa de dissipação específica ( $\omega$ ), nas quais o tensor de tensão é calculado a partir do conceito de viscosidade turbulenta (FLUENT, 2013).

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \beta' \rho k \omega + S_k \quad (2.18)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - \beta \rho \omega^2 + D_\omega + S_\omega \quad (2.19)$$

em que  $G_k$  é a produção de cisalhamento por turbulência,  $u$  é o vetor velocidade  $u_{xyz}$ ,  $\mu$  é a viscosidade do fluido e  $\mu_t$  é a viscosidade turbulenta.  $G_\omega$  representa a geração de  $\omega$  e  $D_\omega$  que



representam o termo de difusão cruzada.  $S_k$  e  $S_\omega$  são termos de origem definidos pelo usuário. As constantes do modelo são dadas por:  $\beta' = 0.090$ ,  $\alpha = 0.555$ ,  $\beta = 0.075$ ,  $\sigma_k = 2$  e  $\sigma_\omega = 2$

### 2.3.2.3 Modelo de radiação de ordenadas discretas DO

A partir do modelo de radiação de Ordenadas Discretas (DO - *Discrete Ordinates*) é resolvida a equação de transferência de calor por radiação considerando os efeitos de absorção e emissão. A forma geral da equação de transferência radiativa (RTE) para um meio é apresentada na Eq. 2.20 (BEN-MANSOUR; ABUELYAMEN; MOKHEIMER, 2017).

$$\nabla(I(\vec{r}, \vec{s})\vec{s}) + (a + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2\frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}')\Phi(\vec{s}, \vec{s}')d\Omega' \quad (2.20)$$

em que  $\vec{s}$  é o vetor de direção,  $\vec{r}$  é o vetor de posição,  $\vec{s}'$  é o vetor de direção de dispersão,  $a$  é o coeficiente de absorção,  $n$  é o índice de refração,  $\sigma_s$  é o coeficiente de dispersão,  $\sigma$  é a constante de Stefan-boltzmann,  $I$  é a intensidade da radiação,  $\Phi$  é a função de fase e  $\Omega'$  é o ângulo sólido.

Para a radiação difusa de uma superfície com cor predominantemente cinza, o fluxo de calor radiativo que é emitido pela superfície é determinado na Eq. 2.21 (BEN-MANSOUR; ABUELYAMEN; MOKHEIMER, 2017).

$$q_{out} = (1 - \epsilon_w)q_{in,rad} + n^2\epsilon_w\sigma T_w^4 \quad (2.21)$$

em que  $T_w$  é a temperatura da parede,  $\epsilon_w$  é a emissividade da parede,  $n$  é o índice de refração do meio e  $q_{in,rad}$  é o fluxo de calor radiativo que atinge a superfície (Eq. 2.22).

$$q_{in,rad} = \int_{\vec{s} \cdot \vec{n}_r > 0} I\vec{s} \cdot \vec{n} d\Omega \quad (2.22)$$

### 2.3.3 Equações complementares

As equações complementares permitem o cálculo de parâmetros básicos de comparação que devem ser utilizados para o modelo de Schmidt, o modelo CFD e os dados experimentais. De acordo com HEYWOOD et al. (1988), o cálculo do trabalho indicado  $\tau_i$  em um ciclo do motor é feito a partir da área da curva de pressão em função do volume deslocado, cujo valor numérico é a própria área, como apresentado na Eq. 2.23,

$$\tau_i = \int_0^{2\pi} p(\theta) dV_{sc} \quad (2.23)$$

na qual,  $\theta$  representa a posição angular.

Por sua vez, a potência indicada  $W_i$  é dada pela Eq. 2.24,

$$W_i = \tau_i \omega_n \quad (2.24)$$

em que,  $\omega_n$  é a velocidade do motor em radianos por segundo.

A eficiência térmica ( $\eta_t$ ) de um motor expressa o quanto da energia fornecida ao sistema foi convertida em trabalho. Tendo a potência de saída do eixo do motor definida pela Equação 2.24, a eficiência térmica do motor pode ser calculada usando a Equação 2.25 (HIRATA, 1997).

$$\eta_t = \frac{W_i}{Q_e} = 1 - \frac{T_c}{T_e} \quad (2.25)$$

em que,  $Q_e$  é a quantidade de calor que entra no sistema.

Por fim, determinar a velocidade dos componentes móveis do motor Stirling permite aproximar o modelo CFD à realidade experimental. Segundo CHEN; YANG; SALAZAR (2015), a velocidade do pistão de potência ( $u_p$ ) e a do pistão deslocador ( $u_d$ ) são determinadas a partir das Eqs. 2.26 e 2.27, respectivamente.

$$u_p(\theta) = r_1 \omega_n \cos \theta - \frac{r_1^2 \omega_n \cos \theta \sin \theta}{\sqrt{l_1^2 - r_1^2 \cos^2 \theta}} \quad (2.26)$$

$$u_d((\theta - dx)) = r_2 \omega_n \cos(\theta - dx) - \frac{r_2^2 \omega_n \cos(\theta - dx) \sin(\theta - dx)}{\sqrt{l_2^2 - r_2^2 \cos^2(\theta - dx)}} \quad (2.27)$$

em que,  $r_1$  é o raio da manivela,  $r_2$  é o raio da manivela do deslocador,  $l_1$  é o comprimento da biela do pistão de potência e  $l_2$  é o comprimento da biela do pistão de deslocador.

## 2.4 Projeto inicial de um motor Stirling do tipo Beta

De acordo com SIER (1999), o problema inicialmente enfrentado na fabricação de um motor Stirling não está em como fazê-lo da maneira mais eficiente, mas sim em como fazer um motor que consiga funcionar. Sendo assim, com base em seus projetos anteriores, este autor apresenta considerações que auxiliam o projeto de um motor compacto e que, embora não seja o mais eficiente, é capaz de fornecer uma potência razoável.

Abaixo, são listados algumas variáveis que devem ser usadas como base para o desenvolvimento inicial.

- O comprimento da câmara de expansão deve ser três vezes o seu diâmetro.

- O comprimento da área de aquecimento deve ser dois terços do comprimento da câmara de expansão.
- O comprimento da câmara de compressão deve ser um terço do comprimento da câmara de expansão.
- O comprimento do pistão deslocador deve ser dois terços do comprimento da câmara de expansão.
- O curso do pistão deslocador deve ser um terço do comprimento da câmara de expansão.
- O curso do pistão deslocador deve ser 50% maior que o curso do pistão de potência.

As considerações feitas por SIER (1999) foram desenvolvidas com base em dados experimentais e por serem muito simples, não oferecem valores ótimos para o projeto de um motor. Esta simplicidade facilita o desenvolvimento de um motor, mas como consequência pede que melhorias no projeto inicial sejam realizadas.

#### 2.4.1 Energia cinética de componentes em movimento

A energia cinética de um pistão em movimento linear está associada a sua velocidade. YOUNG; FREEDMAN (2003) apresentam a equação que descreve a energia de um componente em uma trajetória linear (Eq. 2.28).

$$E_{cin} = \frac{m_p v_p^2}{2} \quad (2.28)$$

em que,  $m_p$  é a massa do pistão e  $v_p$  é a velocidade linear de deslocamento.

Para um volante de inércia, a energia cinética rotacional pode ser calculada pela Equação 2.29.

$$E_{rot} = \frac{M_{disco} r_d^2 \omega_n^2}{4} \quad (2.29)$$

em que  $M_{disco}$  e  $r_d$  são a massa e o raio do volante de inércia.

#### 2.4.2 Considerações para ganhos de eficiência e potência

Para a obtenção de ganhos de eficiência e potência em motores Stirling, NORMANI (2009) apresenta considerações que tem como base princípios termodinâmicos para a melhoria

de desempenho de um motor e quando somadas as considerações de SIER (1999) conseguem auxiliar o projeto de um motor de maneira mais efetiva.

- O uso do regenerador aumenta a eficiência térmica às custas de um decréscimo na potência.
- Com o aumento da pressão do fluido de trabalho, são obtidos ganhos em potência e eficiência térmica.
- O aumento da pressão do fluido é acompanhado no aumento da taxa de transferência de calor, o que pode ocorrer na diminuição da temperatura da câmara de expansão e um aumento de temperatura na câmara de compressão.
- Motores operando com taxas de compressão inferiores a 2, geralmente alcançam maiores picos de potência máxima e eficiência térmica.
- Para valores de ângulo de fase entre o pistão de potência e o deslocador próximos à 90 graus, são obtidos os maiores valores de eficiências térmicas. Entretanto, uma pequena variação de 10 graus pode oferecer um ganho de potência com a diminuição da eficiência térmica.
- Pistões leves diminuem a inércia do motor e permitem maiores acelerações.
- Motores de alta potência geralmente operam com temperaturas na câmara de expansão na faixa de 650 a 800 graus Celsius.

## 2.5 Estado da Arte

Nesta seção, são apresentados alguns estudos relevantes realizados por outros pesquisadores na área de pesquisa deste trabalho. Os trabalhos são organizados em ordem cronológica e divididos em dois temas de interesse: o primeiro mostra projetos em motores Stirling e o segundo mostra o estado da arte em simulações computacionais para previsão de desempenho.

### 2.5.1 Projetos de motores Stirling

Diversas abordagens já foram apresentadas para o desenvolvimento de motores Stirling dos tipos Alfa, Beta e Gama e suas variações. Basicamente, os trabalhos são divididos em modelagens teóricas, estudos experimentais e aplicações dos motores Stirling.

Com o objetivo de caracterizar motores Stirling com pequeno diferencial de temperatura, KONGTRAGOOL; WONGWISES (2007) desenvolveram e testaram o desempenho de um motor do tipo Gama com dois e com quatro pistões de potência. Com um diferencial de temperatura de aproximadamente 280 °C, foi possível alcançar valores de potência e eficiência teórica próximos a 12 W e 50% respectivamente.

A fim de avaliar a influência do material da malha metálica do regenerador no desempenho e na durabilidade do motor, GHEITH; ALOUI; NASRALLAH (2015) otimizaram e testaram o regenerador de um motor Stirling em um ensaio de 15 horas de duração. Os autores concluíram que com uma temperatura de expansão de 500 °C e uma pressão de trabalho de 800 kPa, o regenerador com uma malha de aço inoxidável e porosidade de 85% oferece as menores perdas térmicas e de atrito, alcançando uma potência de eixo de 320 W e eficiência acima de 26%.

DAMIRCHI et al. (2015) avaliaram o potencial dos motores Stirling operando com biomassa como fonte de calor. Para isso, foi construído, otimizado e testado um motor do tipo Gama com um volume deslocado de 220 cm<sup>3</sup> e um volume total de 580 cm<sup>3</sup>. O motor, operou com hélio como fluido de trabalho a uma pressão de 1000 kPa e uma temperatura na câmara de expansão de 550 °C. Desta maneira, são testados como biocombustíveis o bagaço de cana, a palha de trigo, a madeira de álamo e a serragem (rejeito da indústria madeireira), alcançando uma potência de 46 W e uma eficiência de 16% a uma rotação de 700 rpm.

Visando reduzir as perdas de carga no regenerador, DUAN et al. (2015) desenvolveram uma nova estrutura para os trocadores de calor da câmara de expansão usando métodos aprimorados de projeto e construção. Para avaliar o desempenho da nova configuração, os autores apresentaram o desenvolvimento de um motor Stirling do tipo Beta de 118 cm<sup>3</sup> operando com gás hélio com uma pressão de trabalho de 500, 1000 e 1500 kPa. O ponto de maior potência (288W) foi alcançado a uma pressão de 1500 kPa com uma temperatura de expansão de 600 °C

AKSOY et al. (2016) analisaram um motor Stirling do tipo Beta com o sistema de movimentação do tipo rômbo e do tipo biela-manivela com o objetivo de comparar os seu desempenho. Análises cinemáticas e termodinâmicas foram realizadas e introduzidas em uma simulação computacional. A potência e a eficiência do motor foram comparadas para diferentes pressões de trabalho, tipos de fluido de trabalho, coeficientes de transferência de calor e para várias temperaturas nas câmaras de compressão e expansão. Os autores concluíram que houve um ganho de aproximadamente 15% na potência de eixo devido ao uso do sistema rômbo

quando gás hélio é usado. O ganho pode ser explicado devido às maiores perdas mecânicas usando o sistema biela-manivela.

Para facilitar o entendimento de como os parâmetros geométricos de um motor Stirling alteram seu desempenho, CRESTANI (2016) projetou e a construiu um motor Stirling com elementos mecânicos mutáveis (com possibilidade de ajustes geométricos). O autor usou como base o modelo de Schmidt para realizar o dimensionamento térmico e geométrico do motor. O autor afirmou que o uso do modelo teórico oferece um erro no cálculo do trabalho indicado cerca de 26% menor quando comparado com dados obtidos pelo motor concebido.

CAETANO (2017) realiza a construção e a calibração de um motor Stirling do tipo Beta a fim de avaliar a influência da geometria do motor no desempenho. Com o objetivo de compreender como parâmetros geométricos alteram o desempenho de um motor Stirling, foi testado em bancada dinamométrica um motor com três diâmetros de pistão deslocador em diferentes condições de operação. O autor apresenta em seu trabalho as curvas de calibração para cada pistão deslocador sob um diferencial de temperatura de 570 K. De acordo com o autor, uma variação de 0,5 mm na folga entre o pistão deslocador pode alterar a sua potência de eixo em até 50%. Ou seja, o estudo do volume de regeneração é de grande importância para ganhos de potência e eficiência térmica.

CHMIELEWSKI; GUMINSKI; MŁCZAK (2017) estudaram a dinâmica dos componentes de um motor Stirling com o objetivo de desenvolver um modelo teórico para o cálculo do seu desempenho. São considerados a pressão do gás de trabalho, a massa de componentes móveis e o movimento da árvore de manivelas. Os resultados apresentados transmitem informações sobre a operação dinâmica do motor simulado operando com os parâmetros termodinâmicos pré-definidos.

A fim de avaliar a precisão de modelos teóricos que permitam o projeto de um motor Stirling, PAULA et al. (2018) compararam os resultados calculados usando os modelos teóricos PROSA e o modelo de Schmidt. Os autores avaliaram que o segundo ofereceu um desvio na previsão da potência 6,8% superior ao primeiro, e por isso, o primeiro foi o mais indicado por oferecer resultados mais próximos de valores reais.

Estudos realizados por BAT; DOBSON (2018) tiveram como principal objetivo desenvolver um modelo teórico que permita simular, projetar e construir um motor Stirling de pistão livre. O modelo apresentado foi validado com dados experimentais, entretanto, seu desvio em relação a valores experimentais não foi determinado. O motor construído conseguiu alcançar

uma potência de 100 W e após ensaios em bancada, foram feitas considerações sobre sua fabricação e funcionamento.

Realizando uma breve revisão bibliográfica, o estudo realizado por DELGADO FILHO et al. (2018) teve como objetivo fornecer uma breve análise da viabilidade econômica dos motores Stirling como fontes de geração e de cogeração; e determinar os principais fatores que impedem a inserção da tecnologia de Stirling no mercado. Foi apresentada a Tabela 2.1 que contém alguns exemplos de produtos relativos à aplicação da tecnologia de geração e cogeração distribuída usando motores Stirling. Os autores concluíram que apesar de suas vantagens, os motores Stirling devem ser mais estudados para que se tornem comercialmente viáveis.

O uso de modelos teóricos se faz necessário para reduzir o tempo e o custo de fabricação, por isso, é necessário que seja utilizado um modelo preciso que permita o dimensionamento térmico e geométrico do motor. Em relação ao projeto e construção de motores Stirling as maiores potências e eficiências são obtidas usando gás hélio e hidrogênio pressurizados. Os mecanismos de movimentação rômbico e pistão livre possuem as maiores eficiências mecânicas, entretanto, o sistema biela-manivela é o que possui a maior simplicidade de construção.

**Tabela 2.1: Motores comerciais e suas aplicações.**

Empresa	Modelo	Aplicação	Potência
Kockums	Kockmus AIP	Propulsão	75 kW
STM Power Inc.	STM 4-120	Cogeração	25kW
Stirling Energy Systems b	SES Dish Stirling	Planta Solar	24,9 kW
Sunpower Inc.	BIOWATT	Cogeração	10 kW
Tessera Solar	Maricopa	Planta solar	1,5 kW
Stirling Technology Inc.	ST 5	Bombeamento	3,7 kW
SAIC/STM	SunDish	Planta solar	22,9 kW
United Stirling, Inc.	V160 D	Planta solar	27 kW
Cleanergy	SunBox	Planta solar	13 kW
SOLO Kleinmotoren GmbH	V161	Cogeração	9,5 kW
VE-Ingenieure	ST05G	Demonstração	0,5 kW
Schlaich Bergermann & Partner	Euro dish	Planta solar	10 kW
Stirling DK	SDK	Geração	35 kW
Whisper Tech Limited	WhisperGen	Cogeração	0,8 kW
Sigma Elektroteknisk A.S.	PCP 1-130	Cogeração	1,5 kW
Inspirit Energy Holdings Plc	Inspirit Charge	Cogeração	3 kW
Suction Gas Engine Mfg. Co.	LTD	Geração	1 kW

Fonte: DELGADO FILHO et al. (2018).

### 2.5.2 Simulações numéricas para previsão de desempenho em motores Stirling

Visando avaliar os efeitos da espessura da parede do cilindro em uma simulação numérica, ZHANG; IBRAHIM (2004) apresentaram os resultados do desenvolvimento de um modelo em CFD para motores Stirling. Os autores estudaram um modelo em duas dimensões e avaliaram os efeitos térmicos ocasionados pela inserção da espessura da parede. Por não possuir dados experimentais, o modelo em CFD foi validado com o auxílio de um modelo unidimensional. Com os resultados obtidos, foi possível propor melhorias ao projeto como a alteração da porosidade da malha metálica do regenerador. A simulação deste motor Stirling mostrou que, com um modelo mais detalhado, foi possível tornar a simulação CFD dos motores Stirling mais fácil e mais realista.

A fim de compreender o motivo da alta divergência do resultado obtido pelo seu modelo de primeira ordem simplificado e do protótipo construído (próxima a 30%), MAHKAMOV (2006a) realizou uma simulação em CFD com desvios entre 12% e 18% na previsão de desempenho do motor. De acordo com o autor, com a simulação em CFD são consideradas as perdas hidráulicas no regenerador e o volume morto ocasionado pelo aprisionamento do gás no tubo que conecta as câmaras de compressão e expansão.

MAHKAMOV (2006b) realizou uma simulação em CFD de um motor Stirling do tipo Alfa para auxiliar no dimensionamento de um sistema de motor Stirling associado a um disco concentrador solar. O modelo permitiu obter as distribuições de temperatura, pressão e os campos de velocidade do fluido de trabalho, possibilitando o cálculo do desempenho do motor. O autor concluiu que, comparado com modelos de segunda ordem, o modelo em CFD apresentou resultados consideravelmente superiores no cálculo da potência do motor.

MABROUK; KHEIRI; FEIDT (2014) desenvolveram um modelo analítico com o objetivo de avaliar a influência da folga entre o pistão deslocador e o cilindro para motores do tipo Beta e Gama. Foram considerados o gradiente de pressão na folga, a compressibilidade do gás e o efeito real do gás. Para o motor analisado, os autores concluíram que as maiores potências foram obtidas com folgas entre 50 e 70 microns em uma faixa de rotação entre 1500 e 1800 rpm.

SALAZAR; CHEN (2014) desenvolveram um modelo em CFD para estudar as características de transferência de calor de um motor Stirling tipo Beta com geometria simples. Quando comparado com os resultados obtidos por um modelo de segunda ordem, os autores verificaram



que os resultados divergiram dos obtidos com o modelo em CFD, principalmente no mecanismo de transferência de calor da câmara de expansão e compressão e na distribuição de temperatura ao longo do motor. Além disso, de acordo com os autores, os modelos de primeira ordem como o de Schmidt, tenderam a superestimar as características do motor de 30 a 100%.

Para entender como vários parâmetros geométricos e operacionais influenciam no desempenho do motor, CHEN; WONG; CHANG (2014) com o auxílio de um modelo em CFD, estudaram as características de transferência de calor de um motor Stirling. Os resultados obtidos pelos autores incluem contornos de temperatura, vetores de velocidade e distribuições do fluxo de calor ao longo do motor. De acordo com os autores, a potência e a eficiência do motor aumentam à medida que o curso do pistão de potência aumenta. As taxas de transferência de calor aumentam com o aumento do curso do deslocador. Consequentemente, um aumento no curso do deslocamento aumenta ligeiramente a potência do motor, mas diminui a eficiência devido ao rápido aumento na taxa de entrada de calor.

Com o objetivo de apresentar uma metodologia para a obtenção das condições de contorno necessárias, COSTA et al. (2015) simularam o regenerador de um motor Stirling como um meio poroso. Os autores eliminaram a necessidade de valores experimentais através de uma modelagem por meio de equilíbrio poroso não térmico. Os resultados apresentados sugerem que a abordagem numérica proposta possa ser aplicada com confiança para modelar o regenerador nas simulações multidimensionais de motores Stirling.

CHEN; WONG; CHANG (2015) desenvolveram um modelo em CFD para estudar os efeitos de um regenerador em movimento no desempenho de um motor Stirling do tipo Beta. Após a análise dos vetores de velocidade e perfis de temperatura em diferentes momentos do ciclo, os autores realizaram duas conclusões muito importantes. A primeira, diz que o regenerador em movimento atua como uma barreira térmica entre as câmaras de expansão e compressão, o que reduz significativamente a transferência de calor e a potência indicada do motor. Já a segunda afirma que o meio poroso no regenerador em movimento também aumenta a perda de pressão e, portanto, reduz ligeiramente a potência líquida do motor. De tal maneira, a introdução do regenerador em movimento oferece ganhos significativos de potência e eficiência.

Com o objetivo de entender melhor os efeitos de vários parâmetros geométricos e operacionais no desempenho do motor, CHEN; YANG; SALAZAR (2015) apresentaram um modelo em CFD para um motor Stirling de baixo diferencial de temperatura. Os autores afirmaram que parâmetros geométricos como a razão de compressão e o curso do pistão deslocador, in-

fluenciam significativamente na potência e na eficiência de um motor. O trabalho apresentado revelou os efeitos produzidos por vários parâmetros importantes no desempenho do motor e serve como suporte para o projeto de novos motores Stirling.

ALFARAWI; AL-DADAH; MAHMOUD (2016) desenvolveram e validaram um modelo em CFD para simular o protótipo do motor Stirling ST05-CNC do tipo Gama. Com o objetivo de estudar a influência do efeito do ângulo de fase e do volume morto do tubo de conexão na potência do motor, foi usada uma abordagem realista de não-equilíbrio térmico local para domínios porosos do motor (câmara de compressão e regenerador). Com um desvio de 9% na previsão da potência indicada, a maior potência foi obtida com um ângulo de fase de  $105^\circ$  e com um diâmetro de tubo de 14 mm. De acordo com os autores, com o modelo proposto foi possível realizar a otimização de parâmetros geométricos afim de obter ganhos de potência e eficiência.

ALMAJRI; MAHMOUD; AL-DADAH (2017) combinaram o modelo termodinâmico adiabático a uma modelagem em CFD 3D de um motor Stirling do tipo Alfa para a obtenção dos diagramas de pressão em função do volume e conseqüentemente da potência indicada. Foi verificada influência de parâmetros de projeto e condições de operação, como a pressão de trabalho do fluido, a porosidade da malha do regenerador, o volume morto e as temperaturas nas câmaras de expansão e compressão, no desempenho do motor. Os autores mostraram o potencial do uso da modelagem em CFD na determinação de parâmetros de projeto e condições operacionais para a melhoria de desempenho de um motor Stirling.

CHEN (2017) conduziu uma investigação sobre os parâmetros de entrada em um motor Stirling LTD do tipo Gama usando CFD. Foram estudados os efeitos do ângulo de fase entre o pistão de potência e o deslocador, da folga entre o cilindro e o deslocador e do comprimento do deslocador. De acordo com o autor, o uso de CFD permitiu que os vetores de temperatura e velocidade no espaço do motor fossem obtidos, possibilitando que processos físicos pudessem ser estudados com riqueza em detalhes.

O principal objetivo da modelagem em CFD realizada por XIAO et al. (2017) foi simular o desempenho do motor Stirling do tipo Alfa sob diferentes condições de operação. As suposições da teoria de Schmidt foram usadas em todo o esquema de modelagem, exceto para transferência de calor finita e regeneração imperfeita. Em seguida, foi apresentada uma maneira sistemática de estimar a temperatura do gás nos espaços de expansão e compressão do motor levando em consideração a regeneração imperfeita e a transferência de calor. Após validação,

o modelo apresentou um desvio máximo de 13,4% na previsão de desempenho, o que permitiu realizar otimizações.

Para avaliar o impacto da transferência de calor por radiação no desempenho de um motor Stirling do tipo Beta sem regenerador, BEN-MANSOUR; ABUELYAMEN; MOKHEIMER (2017) testaram dois modelos de radiação, "*surface to surface*"(S2S) e "*Discrete ordinates*"(DO), em um modelo em CFD desenvolvido no programa ANSYS Fluent. Com base em dados experimentais, foi constatado que ignorar a transferência de calor por radiação resulta em uma superestimação da potência em 13%, já com sua inclusão, é obtido um erro próximo a 7%. Além disso, os autores afirmaram que o modelo de radiação DO é menos dispendioso computacionalmente e é mais preciso do que o modelo de radiação S2S.

ABUELYAMEN et al. (2017) através de um estudo numérico, avaliaram três parâmetros em um motor Stirling do tipo Beta: pressão de carga inicial, temperaturas nas paredes, e três tipos diferentes de fluidos de trabalho (*Ar*, *He* e *H<sub>2</sub>*) para determinar as suas influências no desempenho. Os autores afirmaram que quando o hidrogênio pressurizado é usado como fluido de trabalho, obtém-se o melhor desempenho do motor. Além disso, existiu uma pequena variação de pressão entre as câmaras de compressão e expansão, o que resultou em correspondência entre as taxas de transferência de calor líquido e a potência calculada a partir do diagrama pressão em função volume.

Com o objetivo de comparar seus desempenhos para um mesmo diferencial de temperatura de 230 °, ABUELYAMEN; BEN-MANSOUR (2018) realizaram um estudo comparativo entre três tipos de motores Stirling com o auxílio de modelagens em CFD. Os autores consideraram a transferência interna de calor por radiação, a fim de tornar os modelos mais realistas. Com o auxílio de um conjunto de dados experimentais obtidos na literatura, o modelo foi validado. De tal forma, os resultados mostraram que o motor Stirling tipo Gama alcançou os maiores valores de potência e de eficiência térmica (9,2 W e 9,8%). Já o motor do tipo Alfa possuiu uma potência e eficiência de 0,908 W e 1,8% e o Beta 8,6 W e 7,5%, respectivamente.

Estudos que consideraram a transferência de calor por radiação no interior do motor ainda são escassos. Aqueles que consideraram esse fenômeno, concentraram-se apenas no cálculo da radiação da fonte externa de calor, como a solar ou a emitida por queimadores (LI et al., 2011; MAHKAMOV, 2006b). Na literatura apresentada, trabalhos como os de BEN-MANSOUR; ABUELYAMEN; MOKHEIMER (2017), ABUELYAMEN et al. (2017), e ABUELYAMEN; BEN-MANSOUR (2018) incluíram os modelos de radiação para a previsão do

desempenhos do motores Stirling. Entretanto, na maioria dos trabalhos apresentados a transferência interna de calor por radiação foi ignorada (MAHKAMOV, 2006a; ALFARAWI; ALDADAH; MAHMOUD, 2016; SALAZAR; CHEN, 2014; XIAO et al., 2017). Contudo, BENMANSOUR; ABUELYAMEN; MOKHEIMER (2017) revelaram que a inclusão do modelo de radiação reduz o desvio do cálculo da potência indicada em 13% em comparação com dados experimentais.

Em relação ao estudo teórico em motores Stirling, os resultados mais precisos são encontrados em trabalhos que utilizam dinâmica dos fluidos computacional. Desta maneira, é possível avaliar parâmetros como a potência e transferência de calor do motor e dinâmica do fluido de trabalho.

## **2.6 Considerações finais da revisão bibliográfica**

Na revisão bibliográfica, é realizado um levantamento sobre os princípios básicos de motores Stirling. Neste capítulo é apresentado o histórico dos motores Stirling, os fundamentos do ciclo e as principais variáveis que o compõem. Destaque para os motores do tipo Beta, suas diferentes configurações e aplicações são mostradas.

Por ser um modelo de primeira ordem, o modelo proposto por Schmidt (Eqs. 2.1 a 2.7) permite calcular a pressão instantânea dentro do cilindro, a potência e a eficiência do ciclo com um baixo custo computacional. Entretanto, por sua simplicidade, este modelo apresenta um erro consideravelmente alto na previsão da potência indicada. Tal desvantagem pode ser contornada usando-se a dinâmica dos fluidos computacional. Com ela, autores conseguem realizar uma previsão de desempenho mais confiável, podendo assim analisar fenômenos no escoamento difíceis de serem feitos experimentalmente.

Um projeto inicial de motor Stirling do tipo Beta pode ser feito usando a metodologia proposta por SIER (1999) (Seção 2.4). Com ela, é possível realizar um cálculo inicial da geometria de um motor de maneira simples. NORMANI (2009) apresenta em seu trabalho considerações importantes para ganhos de potência em motores Stirling (Subseção 2.4.2), e quando somado ao método de SIER (1999) permite um desenvolvimento com melhores resultados finais.

No estado da arte são apresentados alguns dos estudos mais relevantes realizados por outros pesquisadores na área. São apresentados trabalhos de autores que projetam, simulam e constroem motores dos três tipos (Alfa, Beta e Gama) e pode-se afirmar que na maioria dos

trabalhos, existe uma grande preocupação na determinação de parâmetros geométricos e termodinâmicos visando melhorias no desempenho. É possível observar uma tendência de trabalhos que realizam simulações utilizando dinâmica dos fluidos computacional (CFD) e que consideram a transferência interna de calor por radiação, sendo possível alcançar resultados mais precisos na previsão da potência e da eficiência dos motores Stirling.

Com a teoria explicitada neste capítulo, será possível realizar o projeto de um motor Stirling do tipo Beta e desenvolver uma metodologia de simulação que permita prever o seu desempenho de maneira mais confiável.

### 3 METODOLOGIA

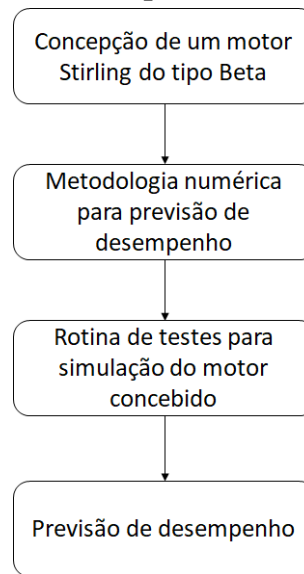
Com o objetivo de conceber um motor Stirling do tipo Beta de potência próxima a 200 W, a metodologia se inicia com a concepção de um motor Stirling do tipo Beta tendo como base os conceitos apresentados por SIER (1999), NORMANI (2009) e CAETANO (2017). São usados elementos que permitem a pressurização do motor e o uso de diferentes fluidos de trabalho, como gás hélio e ar atmosférico.

Para realizar a previsão de desempenho do motor concebido foi desenvolvida uma metodologia de simulação que utiliza diferentes modelos matemáticos e que, juntos, conseguem estimar a potência indicada e a eficiência térmica do motor de maneira mais confiável e um menor custo computacional. A metodologia de simulação é composta em uma primeira etapa pelo modelo de primeira ordem de Schmidt e por uma simulação em CFD em regime permanente. Ambos fornecem variáveis importantes para uma simulação em CFD em regime transiente. A metodologia de simulação desenvolvida é então validada usando os resultados experimentais de CAETANO (2017). Além disso, é estudada a influência do modelo de radiação na temperatura das paredes do pistão deslocador.

Por fim, a metodologia de simulação foi utilizada para realizar a previsão do desempenho do motor concebido em uma faixa de operação específica. Foi desenvolvida uma rotina de testes que varia a pressão de trabalho, o tipo de fluido, a temperatura na câmara de expansão para uma rotação fixa em 600 rpm (valor comumente encontrado na literatura para motores do mesmo tipo e com dimensões próximas). Por fim, a pressão instantânea no cilindro e o fluxo de calor das paredes são obtidos e utilizados para calcular a potência indicada e a eficiência térmica do motor.

A Figura 3.1 mostra um desenho esquemático da metodologia abordada.

Figura 3.1: **Desenho esquemático da metodologia.**



Fonte: Autor.

### 3.1 Concepção de um motor Stirling tipo Beta

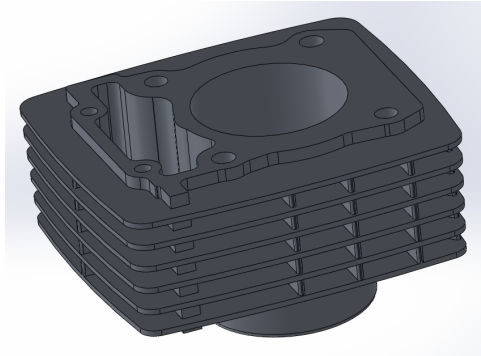
Com base nas metodologias propostas por SIER (1999), NORMANI (2009) e com a experiência obtida em trabalhos desenvolvidos nos laboratórios do Centro de Tecnologia da Mobilidade da Universidade Federal de Minas Gerais foi concebido um motor Stirling do tipo Beta. O objetivo principal foi obter um motor com potências próximas a 200 W, que seja de fácil construção e que permita desenvolver os estudos em motores Stirling.

O projeto do motor utiliza um conjunto de camisa, pistão e anéis já disponíveis no mercado. Com um diâmetro do cilindro de aproximadamente 57 mm, as motocicletas Honda dos modelos CG e Bros, ambas com 150 cc, possuem uma estrutura de cilindro que pode ser facilmente modificada para ser usada como câmara de compressão de um motor Stirling, podendo ser adicionadas galerias de água para o arrefecimento. A Figura 3.2a mostra um desenho do cilindro original e as modificações propostas.

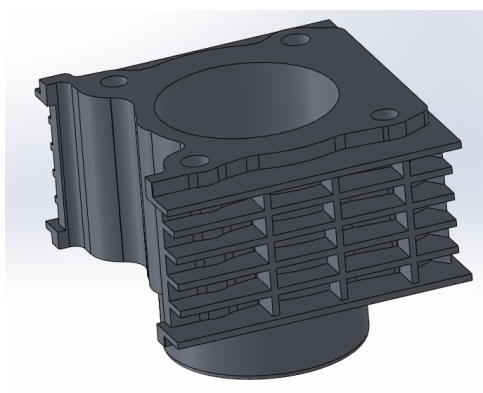
São propostas modificações no cilindro original que permitem que suas aletas possam ser inundadas com água para realizar o arrefecimento da câmara de compressão. A Figura 3.2b mostra a usinagem a ser realizada no cilindro original e a Figura 3.2c mostra a câmara de compressão com as paredes soldadas, compondo o sistema de arrefecimento.

A Figura 3.3 mostra uma vista em corte da câmara fria com detalhe para a entrada e saída de água.

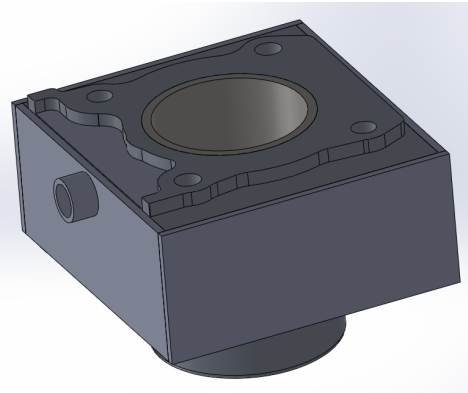
Figura 3.2: **Modificações a serem realizadas para a construção câmara fria.**



(a) Cilindro original.



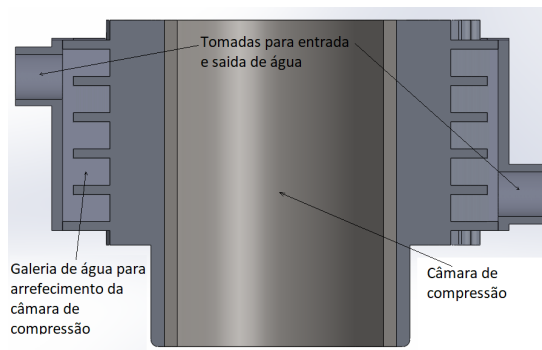
(b) Usinagem para formação das galerias.



(c) Câmara fria com vedação para água.

Fonte: Autor.

Figura 3.3: **Vista em corte da câmara fria.**

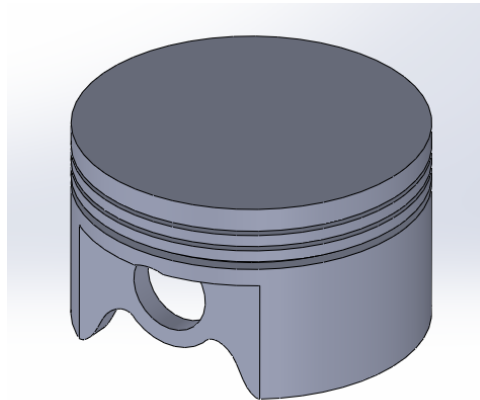


Fonte: Autor.

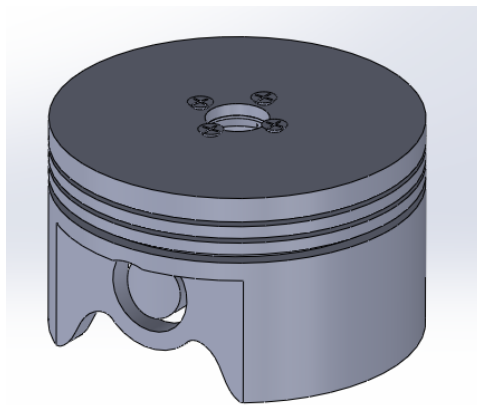
O pistão de potência é outro componente que precisa sofrer modificações, visto que a haste do pistão deslocador o atravessa em motores Stirling do tipo Beta. A Figura 3.4 mostra as etapas para a fabricação do pistão de potência. Na Figura 3.4a é apresentado o pistão original e nas Figuras 3.4b e 3.4c é mostrado o pistão de potência com suas modificações.



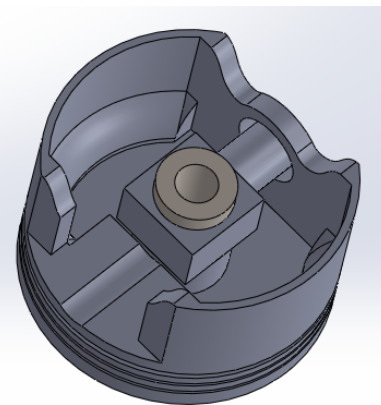
Figura 3.4: **Modificações a serem realizadas para a construção do pistão de potência.**



(a) Pistão Original.



(b) Pistão modificado - Vista superior

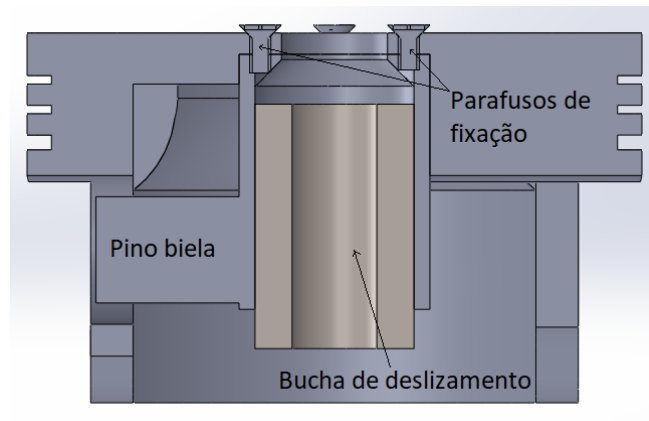


(c) Pistão modificado - Vista inferior

Fonte: Autor.

É adicionado ao pistão uma bucha de deslizamento que tem como função permitir o movimento relativo do pistão de potência com a haste do deslocador. Para realizar uma boa vedação sem grandes perdas por atrito, ela deve ser feita em bronze SAE 64 ou até mesmo ser substituído por um rolamento linear selado. A vedação entre o pistão de potência e o cilindro é realizada pelos anéis de compressão e não sofre alterações. A Figura 3.5 mostra uma vista em corte do pistão modificado.

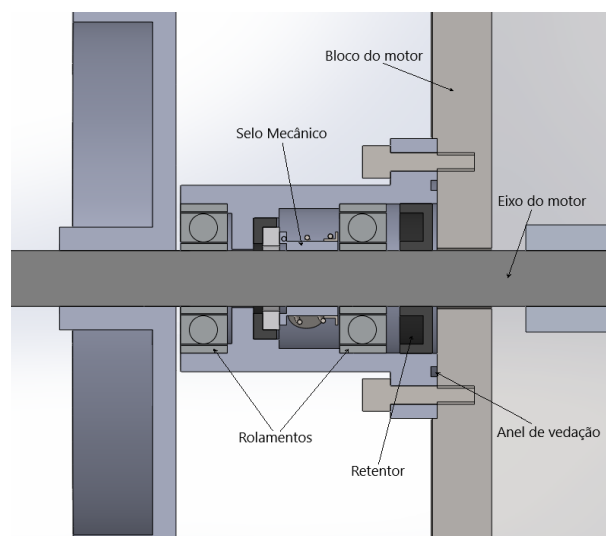
Figura 3.5: **Vista em corte do pistão de potência.**



Fonte: Autor.

O projeto do motor é desenvolvido de maneira que todo o bloco do motor seja pressurizado e que seja possível utilizar diferentes tipos de fluido de trabalho, como ar atmosférico, gás hélio ou hidrogênio, para isso, é necessário que o cilindro e o bloco sejam herméticos. O principal ponto de vazamento é no eixo do motor, onde é utilizado um selo mecânico com o limite de 700 kPa. O selo mecânico tem a função de evitar vazamentos entre o eixo do motor e o bloco e ainda permitir que a potência seja transmitida. O aço 1020 é selecionado para a fabricação da estrutura onde o selo mecânico é montado por ser barato e de fácil usinagem. A Figura 3.6 mostra a estrutura desenvolvida e a montagem do selo mecânico.

Figura 3.6: **Vista em corte do selo mecânico de vedação.**

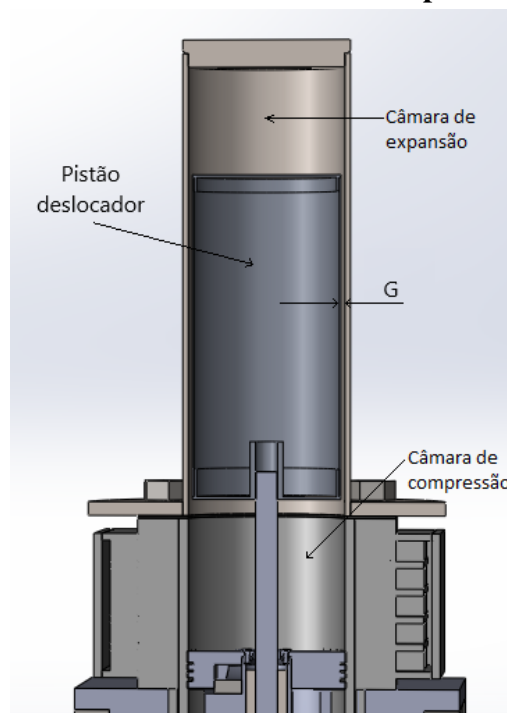


Fonte: Autor.

O pistão deslocador é um elemento de grande importância nos motores Stirling do tipo

Beta, não só possuindo a função de deslocar o fluido de trabalho para a câmara de compressão e de expansão, mas também atuando como regenerador. Seu comprimento é definido usando a condição proposta por SIER (1999) e se aproxima de dois terços do comprimento da câmara quente após ajustes cinemáticos. Por ser um aço ao cromo, inoxidável, martensítico, não temperável, magnético e resistente à corrosão até 790°C e por possuir alta resistência à deformação e pouca oxidação quando submetido à altas temperaturas, o aço ABNT 420 foi selecionado como o material para a confecção do pistão deslocador e das paredes da câmara de expansão. A Figura 3.7 mostra o pistão deslocador com um comprimento de 116 mm e uma folga entre o cilindro e o deslocador ( $G$ ) de 1,5 mm.

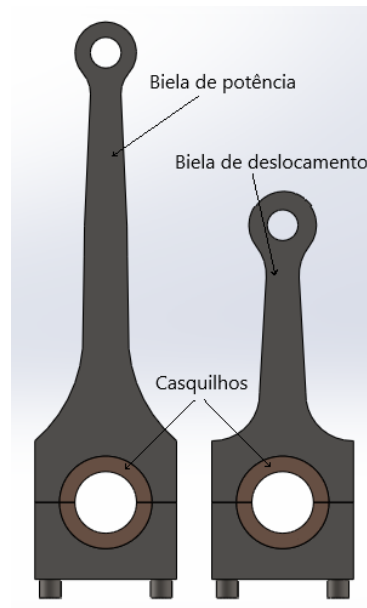
Figura 3.7: **Vista em corte das câmaras de expansão e compressão.**



Fonte: Autor.

As bielas são projetadas para operar com o menor atrito possível. Sendo assim, utilizam casquilhos bi-partidos em bronze. As bielas de potência e de deslocamento possuem tamanhos diferentes para que sejam compatíveis com as condições propostas por SIER (1999). Por possuir uma boa durabilidade, suportar cargas altas, principalmente a fadiga superficial e o desgaste, o alumínio ABNT 6351 é selecionado para a fabricação das bielas de deslocamento e potência. A Figura 3.8 mostra as bielas projetadas para o novo motor.

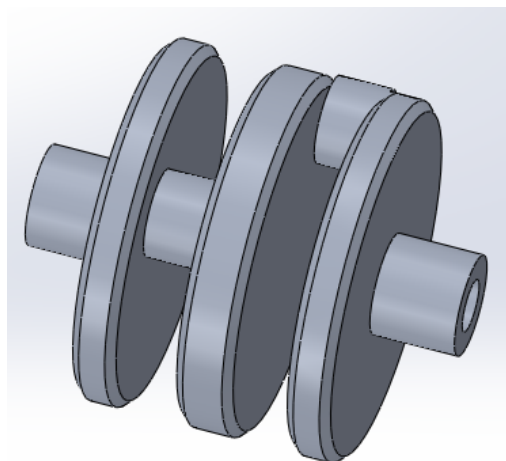
Figura 3.8: **Bielas de potência e de deslocamento.**



Fonte: Autor.

A árvore de manivelas é projetada tendo os cursos de potência e deslocamento obtidos pelo método de SIER (1999) e possuem valores distintos entre si. O alumínio ABNT 6351 é selecionado para a fabricação da árvore de manivelas por possuir uma boa durabilidade, suportar cargas altas, principalmente a fadiga superficial e o desgaste. A Figura 3.9 mostra a árvore de manivelas do motor.

Figura 3.9: **Árvore de manivelas.**



Fonte: Autor.

Os principais parâmetros do motor concebido são apresentados na Tabela 3.1. O motor

completo é apresentado na Figura 3.10. Em que,  $D_d$  é o diâmetro do pistão deslocador,  $r_1$  é o raio do curso do pistão de potência,  $r_2$  é o raio do curso do pistão deslocador,  $V_{sc}$  é o volume percorrido pelo pistão de potência,  $V_{se}$  é o volume percorrido pelo pistão deslocador,  $l_1$  é o comprimento da biela de potência,  $l_2$  é o comprimento é o comprimento da biela de deslocamento e  $l_3$  é o comprimento da haste do deslocador.

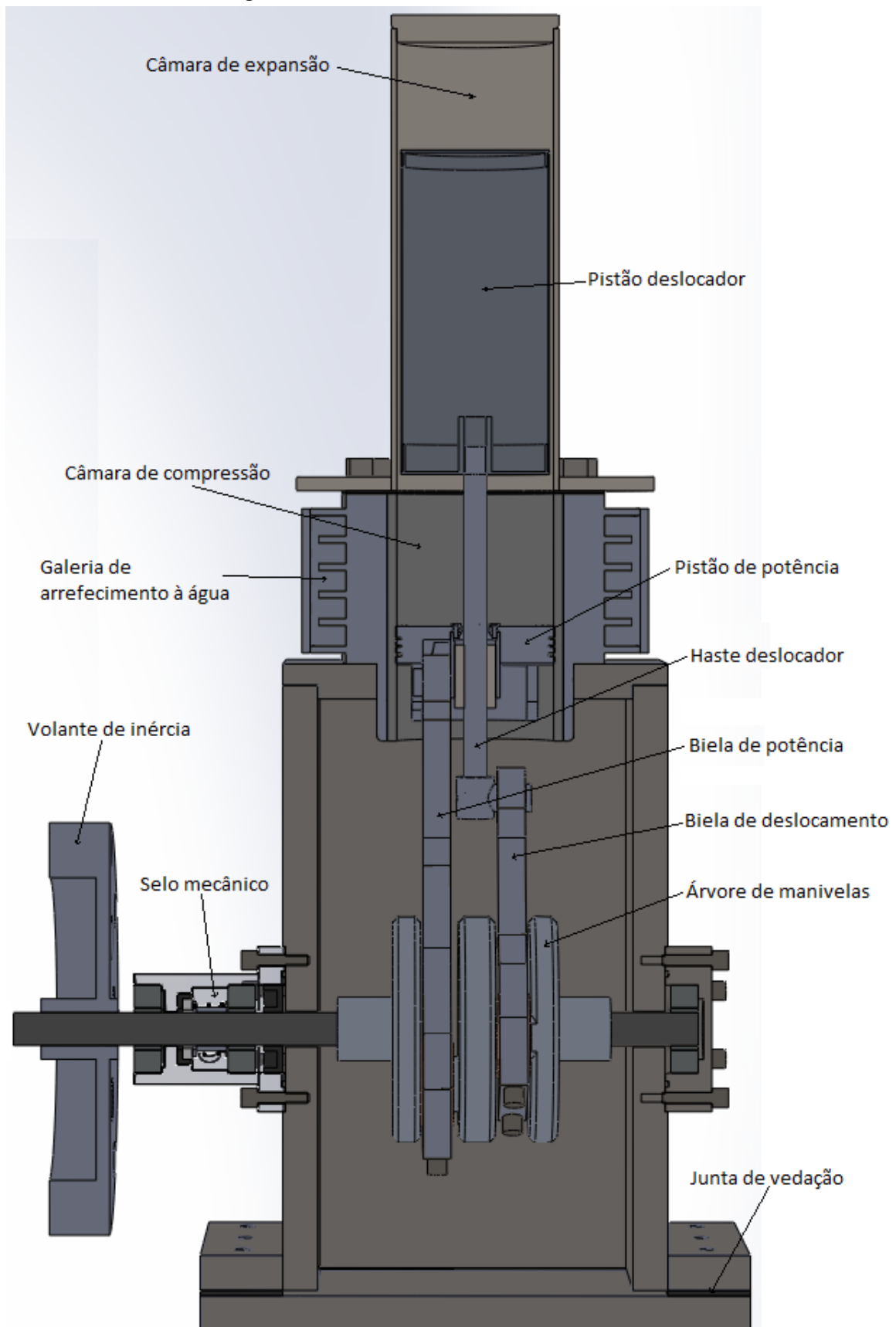
Os desenhos dos componentes mecânicos e as dimensões se encontram no Apêndice A.

**Tabela 3.1: Parâmetros principais do motor concebido.**

Propriedades	Valores
Tipo de motor	Beta
Diâmetro	57 mm
$r_1$	20 mm
$V_{sc}$	102,1 cm <sup>3</sup>
$D_d - G$	54 mm - 1,5 mm
$r_2$	32 mm
$V_{se}$	146,6 cm <sup>3</sup>
$l_1$	146 mm
$l_2$	90 mm
$l_3$	118 mm
Ângulo de fase	90°
$T_c$	304 K
$T_e$	673 K - 1073 K
Fluido de trabalho	ar - hélio
Pressão de trabalho	93,2 kPa e 700 kPa

Fonte: Autor.

Figura 3.10: Vista em corte do motor concebido.



### 3.2 Metodologia numérica para previsão de desempenho

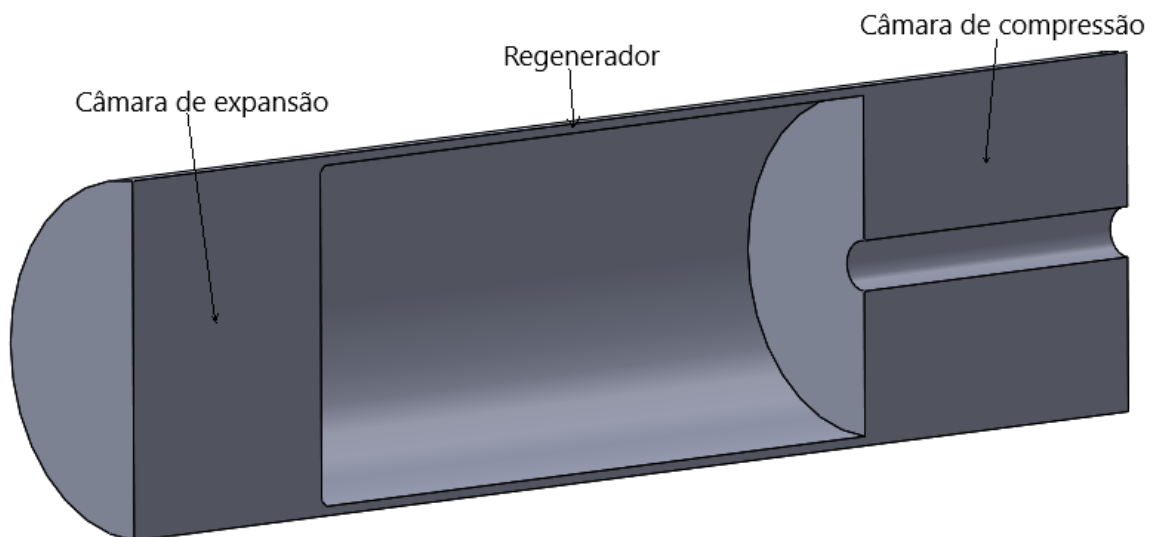
Para a previsão de desempenho do motor foi desenvolvida uma metodologia numérica em CFD em regime transiente utilizando o programa comercial ANSYS Fluent<sup>®</sup>.

A metodologia utiliza o modelo de primeira ordem de Schmidt para obter uma atualização da pressão interna do motor quando o pistão de potência se encontra no ponto morto inferior e um modelo em CFD em regime permanente para obter o perfil de temperatura das faces do pistão deslocador. Os dados obtidos são usados para reduzir o custo computacional e aumentar a precisão do modelo em CFD em regime transiente para a previsão da potência.

#### 3.2.1 Domínio computacional

Com o projeto do motor concebido realizado, o domínio computacional é definido pelo volume deslocado pelo pistão de potência, pelo volume deslocado pelo pistão deslocador e pelo volume de regeneração (volume entre a parede lateral do pistão deslocador e o cilindro). O domínio computacional é criado usando o programa de desenho assistido por computador Solidworks<sup>®</sup> e, para sua composição, foram utilizadas as características do motor apresentadas na Tabela 3.1. A Figura 3.11 apresenta o domínio computacional do motor concebido.

Figura 3.11: **Domínio computacional do motor concebido.**



Fonte: Autor.

### 3.2.2 Equações governantes

No presente trabalho são utilizadas as equações de Navier Stokes e equação de estado apresentadas na seção 2, assim como as equações que modelam a turbulência (Eq. 2.18 e 2.19) e a transferência de calor por radiação (Eq. 2.20), para a solução do modelo proposto.

Por ser uma combinação entre o modelo  $k-\epsilon$  e o modelo  $k-\omega$  e por permitir resultados mais precisos, o modelo  $k-\omega$  SST é utilizado (Eqs. 2.18 e 2.19).

De acordo com BEN-MANSOUR; ABUELYAMEN; MOKHEIMER (2017) o modelo de radiação por ordenadas discretas (DO) consegue incluir os efeitos da transferência de calor por radiação. Desta forma, o modelo, que é apresentado nas Equações de 2.20 a 2.22, foi escolhido. Para isso, as superfícies do cilindro e do deslocador são consideradas como aço oxidado com uma emissividade de 0,8 (BRAMSON, 1968).

### 3.2.3 Obtenção das condições de contorno e iniciais

O modelo em CFD em regime transiente necessita que condições de contorno e iniciais sejam definidas. Como alguns valores são difíceis de estimar ou de medir experimentalmente, são calculadas a pressão no ponto morto inferior do pistão de potência usando o modelo de primeira ordem de Schmidt e o perfil de temperatura das faces do pistão deslocador usando um modelo em CFD em regime permanente.

#### 3.2.3.1 Modelo de Schmidt para cálculo da pressão no início do ciclo

A pressão interna do motor no início do ciclo ( $p_{pmi}$ ), ponto morto inferior do pistão de potência, é calculada usando o modelo de primeira ordem de Schmidt. Para isso, são usados os valores de temperatura na câmara de expansão ( $T_e$ ) e de compressão ( $T_c$ ), a pressão de trabalho ( $p_{mean}$ ), a rotação ( $\omega_n$ ) e parâmetros geométricos do motor.

A pressão interna do motor no PMI é inserida no modelo em CFD em regime transiente como uma atualização da pressão após o terceiro ciclo, momento que o pistão de potência se encontra em PMI e que o desvio da potência indicada em relação ao ciclo anterior é inferior a 5%. A atualização se faz necessária para reduzir o custo computacional e aumentar a precisão do modelo em CFD em regime transiente. Estima-se que, sem a correção da pressão obtida pelo modelo de Schmidt, o tempo de convergência da solução do modelo transiente seria superior a 300 ciclos.



### 3.2.3.2 Modelo em CFD em regime permanente para o cálculo do perfil de temperatura no deslocador

ROGDAKIS; BITSIKAS; DOGKAS (2017) mostram que o perfil de temperatura da face lateral do pistão deslocador é aproximadamente linear. Assim, sem o movimento dos pistões e com o pistão de potência em PMI, são realizadas as simulações em CFD em regime permanente. São utilizados o domínio computacional apresentado na Figura 3.11, os valores de  $T_e$ ,  $T_c$ ,  $P_{mean}$  e o tipo de fluido. As paredes do deslocador são consideradas como elementos condutores térmicos feitos de aço 1020. Com os resultados da simulação em regime permanente, é desenvolvida uma função que fornece ao deslocador um perfil de temperatura para o modelo em CFD em regime transiente.

### 3.2.3.3 Obtenção dos perfis de velocidades lineares dos pistões

Com o auxílio do programa Solidworks® o perfil das velocidades lineares do pistão deslocador e do pistão de potência são obtidos para uma rotação de 600 rpm e implementados no modelo em CFD em regime transiente.

Para o modelo em regime transiente, além das condições obtidas pelo modelo de Schmidt e modelo em regime permanente, são necessárias que sejam estimadas pelo usuário as condições de contorno apresentadas na Tabela 3.2.

Tabela 3.2: **Condições de contorno para o motor concebido.**

	Fluido	$T_e$ [K]	$T_c$ [K]	$p_{mean}$ [kPa]	$w_n$ [rpm]
Teste 1	ar	873	304	93,2	600
Teste 2	ar	873	304	700,0	600
Teste 3	hélio	673	304	700,0	600
Teste 4	hélio	773	304	700,0	600
Teste 5	hélio	873	304	700,0	600
Teste 6	hélio	973	304	700,0	600
Teste 7	hélio	1073	304	700,0	600

Fonte: Autor.

A modelagem em CFD em regime transiente tridimensional se inicia com o pistão de potência no PMI. Desta maneira, as velocidades média do fluido nas direções X, Y e Z e do pistão de potência são consideradas nulas, energia cinética turbulenta e a taxa de dissipação específica consideradas unitárias, e a temperatura média do fluido igual a 300 K, representando

a temperatura ambiente.

Obtidas as condições iniciais e de contorno, as simulações em CFD em regime transiente são realizadas incluindo os dados obtidos pelo modelo de Schmidt e pelo modelo em regime permanente. O perfil de temperatura obtido com a simulação em CFD em regime permanente é implementado nas faces do pistão deslocador que agora se movimenta, e a pressão obtida com o modelo de Schmidt é inserida como uma correção da pressão interna do motor após o terceiro ciclo.

### 3.2.4 Geração e teste de malha

Por ser um cilindro com simetria de eixo, o domínio computacional dos motores Stirling do tipo Beta podem ser simulados como axissimétricos, o que reduz consideravelmente o esforço computacional. Para isso, é importante testar os seguintes parâmetros: tamanho da malha, passo de tempo e número de ciclos. A Tabela 3.3 mostra os parâmetros testados e os desvios relativos para a potência indicada, e a malha com o tamanho máximo de face de 1 mm (19570 nós) e um passo de tempo de  $6,87 \times 10^{-5}$  s ( $0,25^\circ$ ) foi selecionada. São realizados três ciclos e, ao final do terceiro ciclo, a pressão interna do motor foi corrigida usando o modelo de Schmidt. A partir da correção realizada, são simulados mais três ciclos. Os valores em negrito apresentam um desvio percentual inferior a 5% para a validação de cada parâmetro.

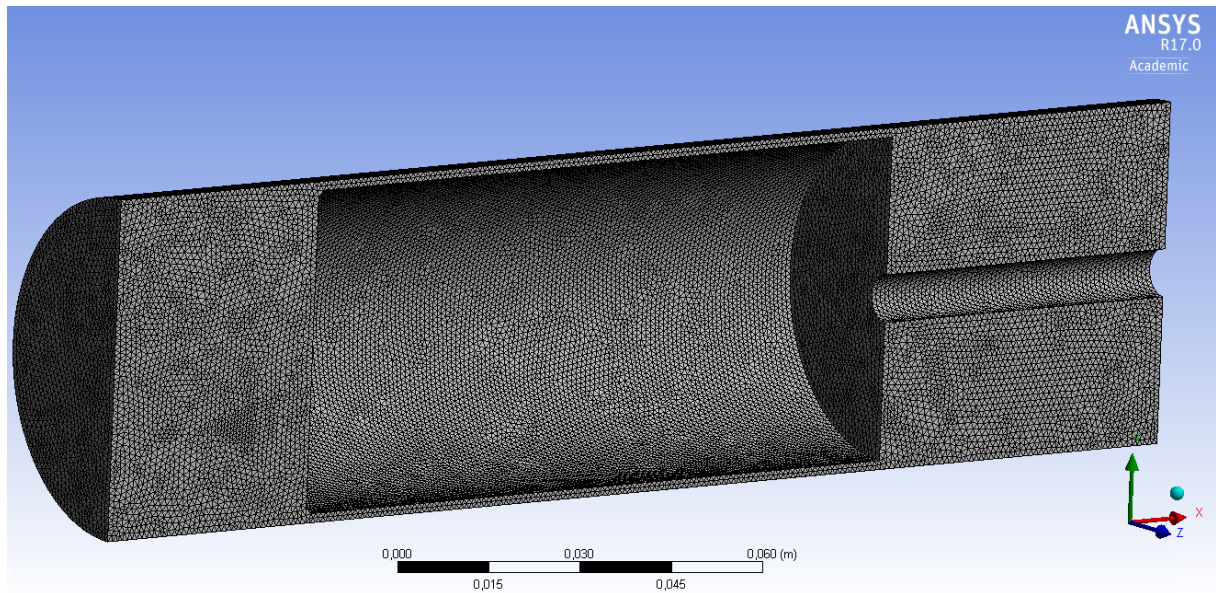
Tabela 3.3: **Independência da malha e validação.**

Teste de malha			
Tamanho de face [mm]	1,25 - 1,00	1,00 - 0,90	0,90 - 0,80
Desvio relativo	6,15%	<b>4,61%</b>	1,04%
Teste de passo de tempo			
Passo de tempo [s]	$9,16 \times 10^{-5}$	$6,87 \times 10^{-5}$ - $2,75 \times 10^{-5}$	
Desvio relativo	-	<b>4,37%</b>	
Testes de ciclo			
Número de ciclos	1-2	2-3	3-4
Desvio relativo	125,00%	<b>1,27%</b>	0,03%

Fonte: Autor.

Com o domínio computacional estabelecido, o volume é exportado para o Fluent CFD usando a malha selecionada. A Figura 3.12 mostra o domínio computacional e malha.

Figura 3.12: Malha para o motor concebido.



Fonte: Autor.

### 3.2.5 Validação da metodologia de previsão de desempenho

Este trabalho utilizou os dados experimentais do motor apresentado por CAETANO (2017) para a validação da metodologia numérica. O motor foi caracterizado usando uma bancada dinamométrica onde foram medidos parâmetros como a potência de eixo, a pressão interna do cilindro, as temperaturas nas câmaras de expansão e compressão, a rotação e a posição da árvore de manivelas. A Tabela 3.4 apresenta os principais parâmetros do motor.

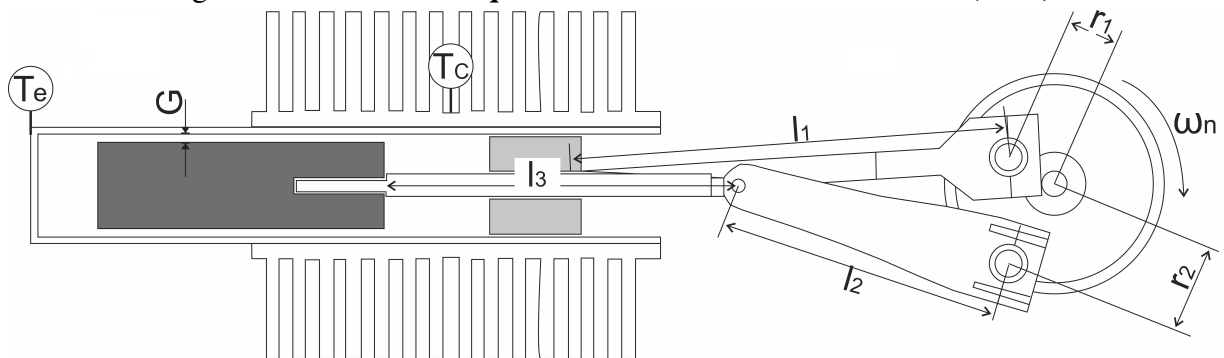
Tabela 3.4: Características do motor Stirling de CAETANO (2017).

Propriedades	Valores
Tipo de motor	Beta
Diâmetro	23 mm
$r_1$	12 mm
$V_{sc}$	9,79 cm <sup>3</sup>
$D_d - G$	20 mm - 1,5 mm
$r_2$	20 mm
$V_{se}$	13,59 cm <sup>3</sup>
$l_1$	92,5 mm
$l_2$	54,7 mm
$l_3$	76,5 mm
$T_c$	304 K
$T_e$	873 K e 673 K
Ângulo de fase	90°
Fluido de trabalho	ar atmosférico
Pressão de trabalho	93,2 kPa

Fonte: CAETANO (2017).

A Figura 3.13 apresenta um desenho esquemático das características geométricas do motor Stirling de CAETANO (2017) e os pontos de instrumentação. A pressão é medida na face interna do pistão de potência. As temperaturas das câmaras de compressão e expansão são medidas com termopares do tipo K na parede externa do cilindro. Finalmente, a velocidade do motor e a posição do virabrequim são medidas com um codificador ótico.

Figura 3.13: Desenho esquemático do motor de CAETANO (2017).

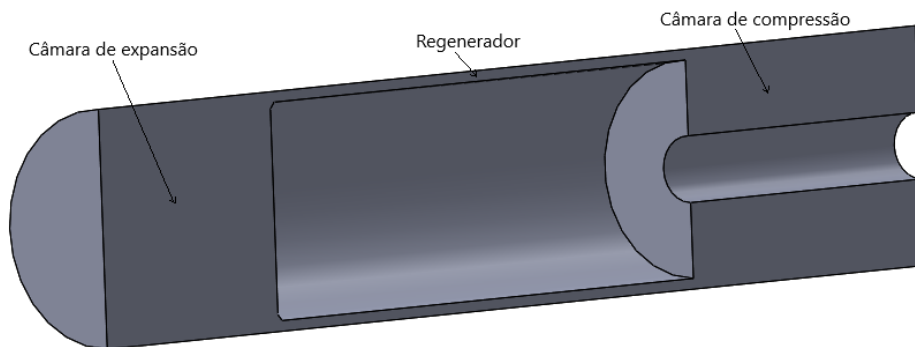


Fonte: Autor.

### 3.2.5.1 Domínio computacional

O domínio computacional do motor de CAETANO (2017) é gerado utilizando as características do apresentadas na Tabela 3.4. A Figura 3.14 apresenta o domínio computacional do motor.

Figura 3.14: **Domínio computacional para o motor de CAETANO (2017).**



Fonte: Autor.

### 3.2.5.2 Equações governantes

Para a validação, foram utilizadas as equações de Navier Stokes, turbulência ( $k-\omega$ SST) e transferência de calor por radiação.

Para avaliar os efeitos da inclusão da radiação interna do motor, são realizados dois testes: um com a inclusão do modelo de radiação DO (Eq. 2.20) e outro sem a inclusão do modelo.

### 3.2.5.3 Obtenção das condições de contorno para a validação

A pressão no ponto morto inferior, o perfil de temperatura do pistão deslocador e as velocidades lineares dos pistões são determinadas usando os valores coletados por CAETANO (2017). A Tabela 3.5 apresenta as condições iniciais e de contorno necessárias para o modelo em CFD em regime transiente.

A fim de se testar a influência do modelo de radiação na previsão de desempenho do motor, são realizados dois testes, um sem a inclusão do modelo de radiação e outro com a inclusão do modelo de radiação DO. Desta maneira, foi possível avaliar se o uso do modelo se justifica e como consegue aproximar a solução à realidade.

Tabela 3.5: Condições iniciais e de contorno para a validação da metodologia

Parâmetro	
$p_{pmi}$	23,5 [kPa]
$T_e$	873 [K]
$T_c$	304 [K]
$P_{mean}$	93,2 [kPa]
$\omega_n$	606 [rpm]
$v_x$	0 [m/s]
$v_y$	0 [m/s]
$v_z$	0 [m/s]
$k$	1 [J/kg]
$\omega_s$	1 [s <sup>-1</sup> ]
$T_{avg}$	300 [K]

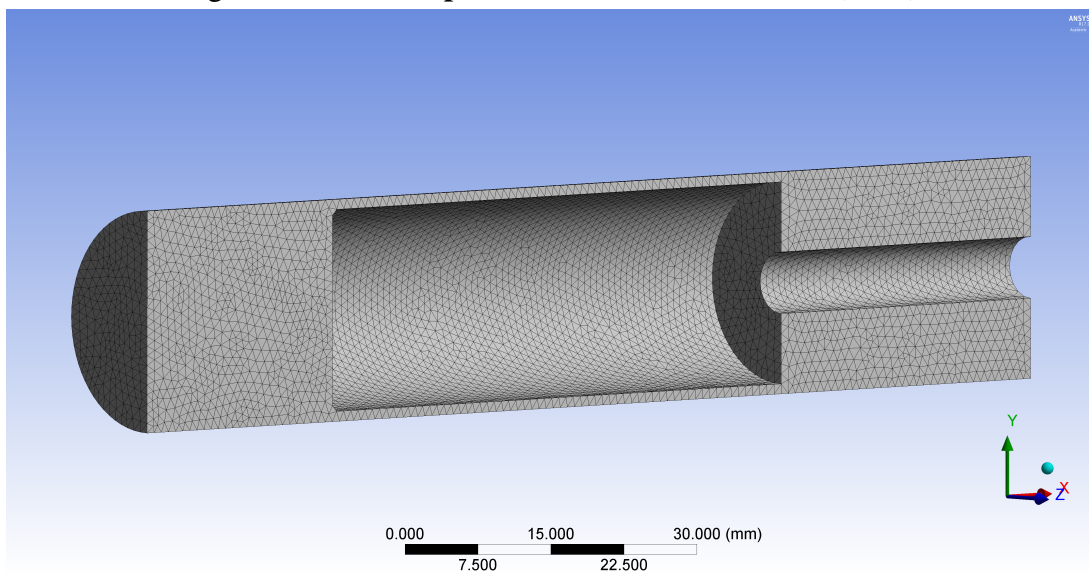
Fonte: CAETANO (2017).

#### 3.2.5.4 Geração de malha

O domínio computacional do motor de CAETANO (2017) é importado e é utilizada a malha com o tamanho máximo de face de 1 mm (19570 nós) e um passo de tempo de  $6,87 \cdot 10^{-5}$ s (0,25°). São realizados 3 ciclos e, ao final do terceiro ciclo, a pressão interna do motor é corrigida usando o modelo de Schmidt. A partir da correção realizada, são simulados mais três ciclos.

A Figura 3.15 mostra o domínio computacional e sua malha.

Figura 3.15: Malha para o motor de CAETANO (2017).



Fonte: Autor.

A etapa de processamento foi realizada utilizando o programa ANSYS Fluent, as simulações foram realizadas em um computador pessoal com um processador do modelo Intel core i5-4440 de 3,10 Ghz, 32 Gb de memória RAM. Para a simulação do motor de (CAETANO, 2017) foram utilizados quatro núcleos em um tempo de aproximadamente 72 horas.

Os resultados de pressão interna do motor ao longo do ciclo e de potência indicada são comparados com os dados experimentais de CAETANO (2017) para o pistão deslocador de 21 mm de diâmetro,  $T_e = 873$  K,  $T_c = 304$  K e  $\omega_n = 606$  rpm. Sendo assim, os desvios relativos entre os valores numéricos e experimentais da pressão ao longo do ciclo e da potência indicada são apresentados e a influência da inclusão do modelo de radiação DO é avaliada. Determinou-se que, para a simulação ser considerada validada, a diferença entre os valores numéricos e experimentais máximos da pressão no cilindro e da potência indicada, deveriam ser inferiores a 10% (CHEN; YANG; SALAZAR, 2015; ABUELYAMEN et al., 2017).

### 3.3 Considerações finais sobre a metodologia

Com o objetivo principal de projetar um motor Stirling do tipo Beta e prever o desempenho, foi apresentado neste capítulo a metodologia seguida para sua realização.

Um motor Stirling do tipo Beta similar ao de CAETANO (2017) foi concebido, entretanto, com dimensões e potência superiores. Para realizar a previsão de desempenho do motor, foi apresentada uma metodologia de simulação que permite obter condições iniciais e de contorno que são difíceis de se obter experimentalmente. Para isso, o modelo de Schmidt e o modelo em CFD em regime permanente são utilizados para fornecer parâmetros ao modelo em CFD em regime transiente. Com os dados fornecidos por CAETANO (2017) a metodologia proposta é validada.

De maneira resumida, um roteiro para realizar para o projeto e previsão de desempenho de um motor Stirling do tipo Beta é apresentado:

1. Definir os parâmetros geométricos do motor: geometria, como o curso dos pistões de potência e deslocamento, o diâmetro do cilindro, o volume de regeneração, os volumes mortos e os comprimentos das bielas.
2. Definir as condições de operação do motor. Devem ser definidas o tipo e a pressão do fluido de trabalho, a temperatura nas paredes das câmaras de expansão e compressão e a rotação, como na Tabela 3.2.

3. Definir as condições iniciais e de contorno. Nesta etapa, além dos parâmetros definidos pelo usuário devem ser utilizados os modelos de Schmidt e a simulação em regime permanente.
  - (a) Calcular a pressão interna do motor no PMI usando o modelo de Schmidt. Este parâmetro serve como uma atualização da simulação em regime transiente após o terceiro ciclo e com ele o tempo de convergência é reduzido.
  - (b) Calcular o perfil de temperatura do pistão deslocador usando a simulação em regime permanente.
  - (c) Calcular as velocidades do pistão deslocador e de potência.
4. Calcular o desempenho do motor usando o modelo em CFD em regime transiente. Nesta etapa vários parâmetros são obtidos, dentre eles, os principais são, a pressão do fluido no ciclo, a potência indicada, o fluxo de calor nas paredes do motor e a eficiência térmica.
5. Analisar os dados. Esta etapa facilita a compreensão do funcionamento do motor projetado e suas principais características.



## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

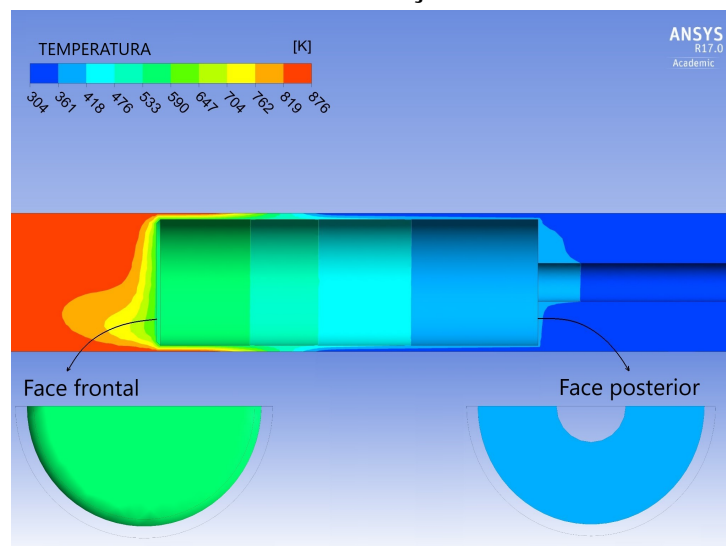
Neste capítulo são apresentados e discutidos os resultados. Dividida em duas etapas, a primeira avalia a metodologia de simulação e a validação quando comparado com resultados experimentais. Já a segunda, descreve os resultados das simulações do motor concebido e o desempenho em diferentes condições de operação.

### 4.1 Resultados do modelo em regime permanente e do modelo de Schmidt para obtenção das condições de contorno

#### 4.1.1 Resultados da obtenção do perfil de temperatura ao longo do deslocador

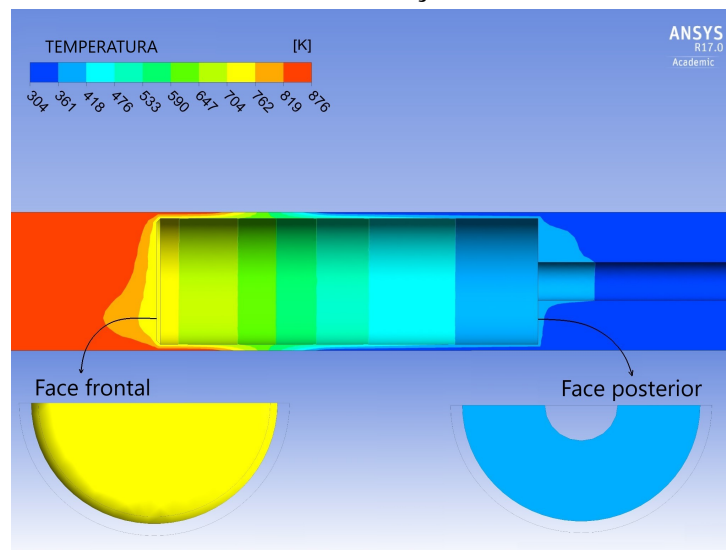
As Figuras 4.1 e 4.2 apresentam os resultados de duas simulações em regime permanente para obtenção do perfil de temperatura no deslocador. A Figura 4.1 apresenta os resultados da simulação sem a inclusão do modelo de radiação e a Figura 4.2 com a inclusão do modelo de radiação DO. A Tabela 4.1 mostra as temperaturas médias obtidas para cada face do deslocador e da haste para ambos os casos.

Figura 4.1: Temperatura nas faces do pistão deslocador obtidos na simulação em regime permanente sem a inclusão do modelo de radiação.



Fonte: Autor.

Figura 4.2: **Temperatura nas faces do pistão deslocador obtidos na simulação em regime permanente com a inclusão do modelo de radiação DO.**



Fonte: Autor.

Tabela 4.1: **Temperatura média nas faces do pistão deslocador com e sem a inclusão do modelo de radiação DO.**

Face	sem radiação [K]	com radiação DO [K]	Desvio [%]
Frontal	576,6	708,8	22,9
Lateral	466,5	523,1	12,1
Posterior	380,5	389,7	2,4
Haste	342,3	345,4	0,9

Fonte: Autor.

Observando as Figuras 4.1 e 4.2 e a Tabela 4.1 pode se afirmar que o modelo de radiação tem uma forte influência no perfil de temperatura do pistão deslocador. Com o modelo de radiação é obtida uma diferença de temperatura de 132,2 K na face frontal do pistão deslocador quando comparado ao teste sem o modelo de radiação. Tanto a face posterior como a haste do deslocador não apresentam variações de temperatura consideráveis, quando comparados os dois casos. Como a radiação emitida por um corpo varia em função da temperatura, pode se afirmar que as diferenças obtidas em cada face é proporcional a temperatura da superfície. Ou seja, na face frontal a inclusão da radiação foi relevante e nas faces posteriores o modelo não ofereceu diferenças consideráveis.

Com os valores das temperaturas médias de cada face do pistão deslocador são implementados dois perfis de temperatura para as simulações em regime transiente: um para representar o perfil de temperatura sem o modelo radiação e o outro para o perfil de temperatura com

o modelo de radiação DO. Vale ressaltar que o perfil de temperatura implementado representa o comportamento da temperatura apenas na face lateral do pistão deslocador. As faces frontal, posterior e haste são consideradas constantes e se aplicam os valores apresentados na Tabela 4.1. A temperatura implementada na lateral do deslocador sem o modelo de radiação ( $T_{dis}$ ) respeita as condições de contorno apresentadas na Equação 4.1. Já a temperatura implementada na lateral do deslocador com o modelo de radiação DO ( $T_{dis-DO}$ ) respeita as condições de contorno apresentadas na Equação 4.2.

$$T_{dis} = -5065,13h_d + 708,81, \text{ para } 0 < h_d \leq 67 \quad (4.1)$$

$$T_{dis-DO} = -3112,28h_d + 576,61, \text{ para } 0 < h_d \leq 67 \quad (4.2)$$

em que,  $h_d$  é o comprimento do pistão deslocador

#### 4.1.2 Resultados da pressão no PMI usando o modelo de Schmidt

Com os valores de temperatura, rotação e características geométricas do protótipo, foram realizadas simulações a fim de calcular a pressão interna do motor no PMI. Usando o modelo de Schmidt, foram simulados os pontos de maior potência de cada experimento realizado por CAETANO (2017). A Tabela 4.2 apresenta os valores de pressão no PMI calculados e os desvios obtidos na comparação dos resultados teóricos com experimentais. Uma diferença média na utilização do modelo Schmidt de 22,3% é obtida para previsão da pressão interna do motor no PMI.

**Tabela 4.2: Resultados pressão no PMI obtidos com o modelo de Schmidt e experimentalmente.**

$D_d$ [mm]	$\Delta T$ [°C]	$P_{pmi}$ Experimental [kPa]	$P_{pmi}$ Schmidt [kPa]	Desvio [%]
19,8	570	-16,1	-22,0	-36,0
20,8	570	-23,3	-23,5	0,8
21,8	570	-34,0	-26,4	22,3
21,8	450	-33,7	-23,6	29,9

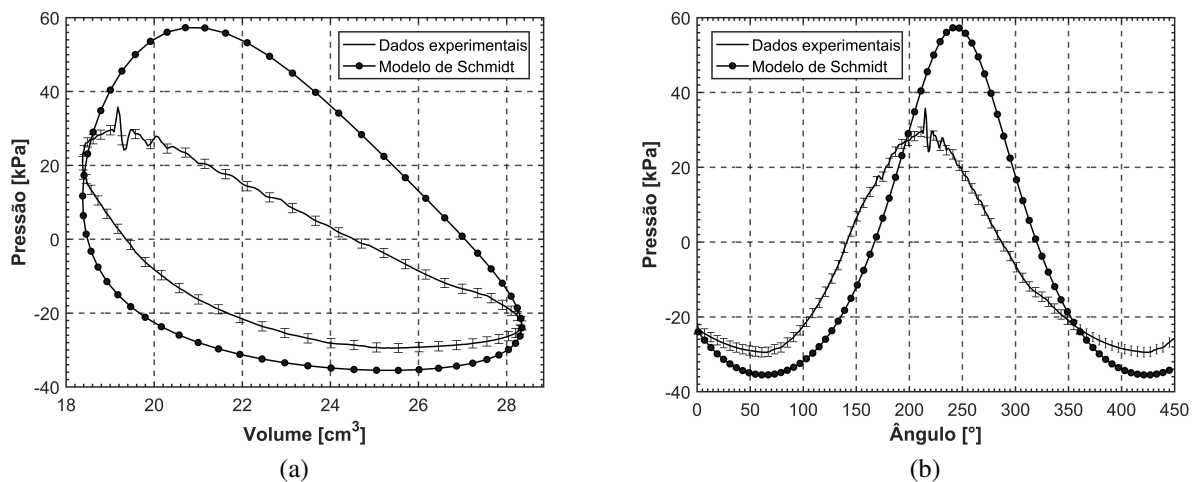
Fonte: Autor.

A Figura 4.3 mostra a curva de pressão interna do motor ao longo do ciclo calculada com o modelo de Schmidt, para o pistão deslocador de 20,8 mm, o qual apresenta uma potência

indicada de 6,14 W. No ponto medido experimentalmente, tal valor é de 2,70 W. A incerteza da medição da pressão no interior do cilindro possui um valor de 2,5%, ou seja, 1,25 Kpa. A incerteza é apresentada na Figura 4.3 pelas barras de erro.

É possível afirmar que devido as simplificações feitas pelo modelo de Schmidt alguns fenômenos importantes dentro do motor não são considerados, como as perdas por atrito, térmicas e hidráulicas. De tal maneira, o modelo de Schmidt faz uma superestimação da potência indicada do motor com um desvio de 127%. Este é um valor significativo e mostra que a confiabilidade do modelo de Schmidt para previsão da potência é baixa. Entretanto, como apresentado na Tabela 4.2, o cálculo da pressão no PMI é mais próximo do valor determinado experimentalmente. Sendo assim, este modelo se mostra útil para a previsão da pressão no PMI e para realizar a correção da pressão em modelos em CFD em regime transiente.

Figura 4.3: **Pressão calculada pelo modelo de Schmidt e obtida experimentalmente para a mesma condição de operação. (a) pressão em função do volume deslocado; (b) pressão em função do ângulo do eixo do motor.**



Fonte: Autor.

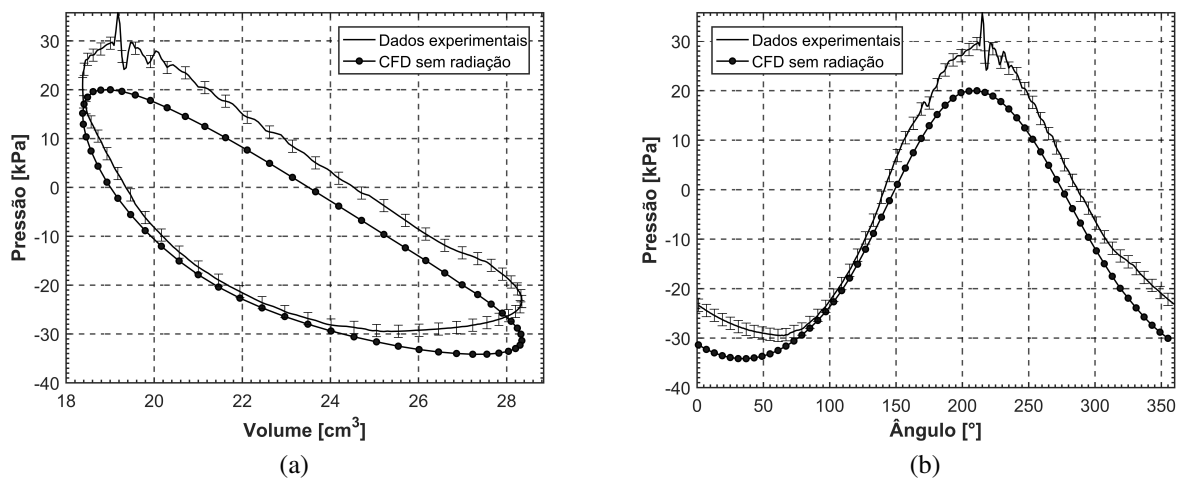
## 4.2 Resultados da validação do modelo em regime transiente

### 4.2.1 Validação sem o modelo de radiação

As simulações em regime transiente permitem determinar os valores de pressão em função do volume deslocado e a potência indicada do motor. A Figura 4.4a apresenta os valores de pressão calculados em função do volume deslocado em comparação com os valores obtidos

experimentalmente, já a Figura 4.4b apresenta os valores de pressão em função da posição da árvore de manivelas, ambos sem incluir o modelo de radiação. A potência indicada obtida experimentalmente para o deslocador de 20,8 mm a um  $\Delta T$  de 540 K é de 2,70 W. Para o mesmo ponto na simulação em CFD em regime transiente, é obtida uma potência indicada de 2,31 W. A diferença percentual obtida a partir destes valores é de -14,4%. Observa-se uma redução significativa quando comparado com os resultados da simulação usando apenas o modelo de Schmidt. Entretanto, a diferença apresenta é superior a valores encontrados na literatura como os de ABUELYAMEN et al. (2017); CHEN; YANG; SALAZAR (2015) que alcançam desvios próximos a 11%.

Figura 4.4: **Pressão sem a inclusão do modelo de radiação e valores experimentais para a mesma condição de operação. (a) pressão em função do volume deslocado; (b) pressão em função do ângulo do eixo do motor.**



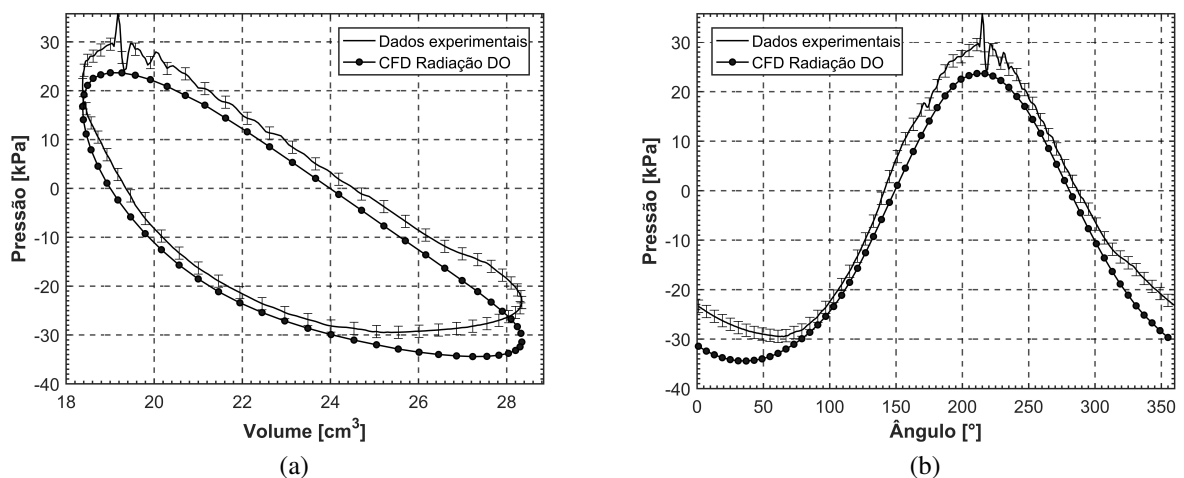
Fonte: Autor.

#### 4.2.2 Validação usando o modelo de radiação DO

A Figura 4.5a apresenta valores de pressão calculados em função do volume deslocado em comparação com valores obtidos experimentalmente, já a Figura 4.5b apresenta os valores de pressão em função da posição da árvore de manivela, ambas incluindo o modelo de radiação DO. A potência indicada obtida experimentalmente para o deslocador de 20,8 mm a um  $\Delta T$  de 540 K é de 2,70 W. Para o mesmo ponto na nova configuração da simulação em CFD, é obtida uma potência indicada de 2,63 W e uma diferença percentual de -2,6%. O valor da diferença obtida quando comparada com a simulação sem a inclusão do modelo de radiação,

possui uma redução significativa, isso se dá ao fato de que a variação da temperatura na face frontal do pistão deslocador aproxima o modelo da realidade. Da mesma maneira, quando comparado com trabalhos apresentados na literatura que utilizaram modelos em CFD incluindo a radiação, a metodologia numérica apresentada foi capaz de prever a potência indicada com maior confiabilidade.

**Figura 4.5: Pressão com a inclusão do modelo de radiação DO e valores experimentais para a mesma condição de operação. (a) pressão em função do volume deslocado; (b) pressão em função do ângulo do eixo do motor.**



Fonte: Autor.

A temperatura na face frontal do deslocador é de grande relevância na pressão máxima do ciclo. Como observado nas Figuras 4.4 e 4.5, o pico de pressão obtido utilizando o modelo de radiação DO é maior, aumentando assim a potência indicada. A área da curva de pressão em função do volume deslocado representa a potência indicada, desta maneira é possível observar visualmente a aproximação das áreas e consequentemente a potência indicada. Também, observa-se que a pressão mínima do ciclo é pouco influenciada pela implementação do modelo de radiação. Esse comportamento era esperado, visto que o modelo de radiação DO aumenta a temperatura somente na região frontal do pistão deslocador, ou seja, apenas a câmara de expansão trabalha com valores de temperaturas diferentes.

A correção da pressão no PMI realizada no terceiro ciclo da simulação em regime transiente permitiu a convergência dos dados com maior velocidade e precisão. É possível afirmar que o desvio encontrado na previsão da pressão no PMI usando o modelo de Schmidt é pouco relevante por ser apenas um mecanismo para facilitar a convergência.

Pelas Figuras 4.6a e 4.6b é possível observar uma oscilação da curva experimental próximo ao pico de pressão máxima. Este fenômeno foi recorrente em praticamente todos os testes realizados por CAETANO (2017) e não foi captado pelo modelo CFD. Por ser um ponto onde o fluido alcança as maiores temperaturas e o pistão deslocador possua a maior velocidade linear, acredita-se que a oscilação é decorrente de um descolamento da camada limite do fluido de trabalho nas paredes do pistão deslocador.

Baseado no desvio de -2,6% para a previsão da potência indicada usando a metodologia proposta neste trabalho, é possível afirmar que o modelo apresentado é mais preciso quando comparado com outros modelos da literatura, onde as diferenças são superiores a 7%. Além disso, a metodologia permite, uma vez validada, que não exista a necessidade de realizar novos testes experimentais para oferecer condições de contorno para simular extrapolações em motores Stirling do tipo Beta.

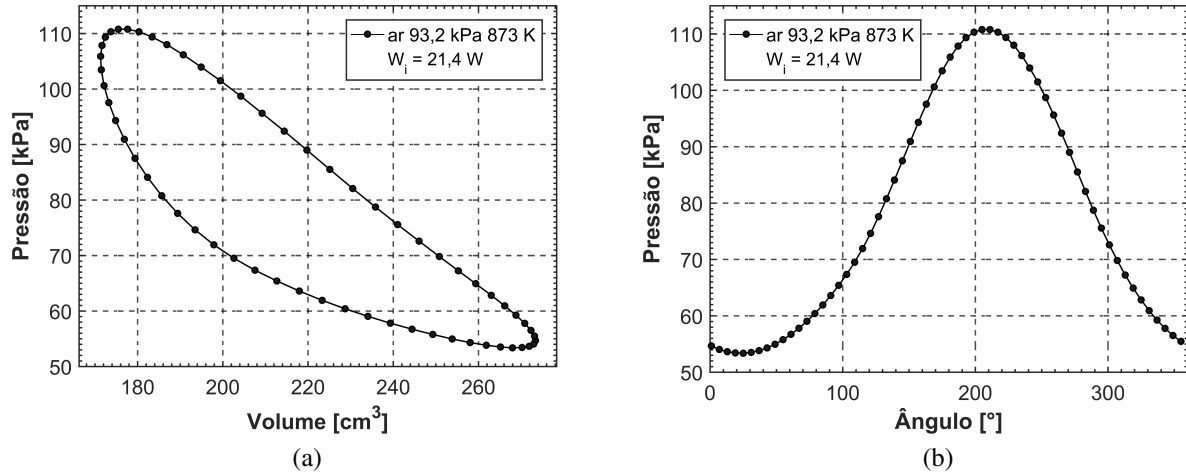
### **4.3 Resultados da análise de desempenho do motor concebido**

#### **4.3.1 Resultados da análise de desempenho utilizando ar como fluido de trabalho**

O modelo transiente permite modelar o motor utilizando ar a pressão atmosférica e pressurizado a 700 kPa. A seguir são apresentados resultados obtidos para as duas condições testadas para a rotação de 600 rpm e um mesmo diferencial de temperatura ( $T_e = 873$  K e  $T_c = 304$  K).

A Figura 4.6 mostra as curvas de desempenho da simulação onde o motor concebido usa o ar a uma pressão de 93,2 kPa (pressão atmosférica em Belo Horizonte) como fluido de trabalho. Essa condição se aproxima de uma hipótese onde não exista o sistema de vedação. É obtida uma potência de 21,38 W a uma rotação de 600 rpm. Acredita-se que a potência possa aumentar significativamente otimizando a geometria e alterando as propriedades do fluido de trabalho.

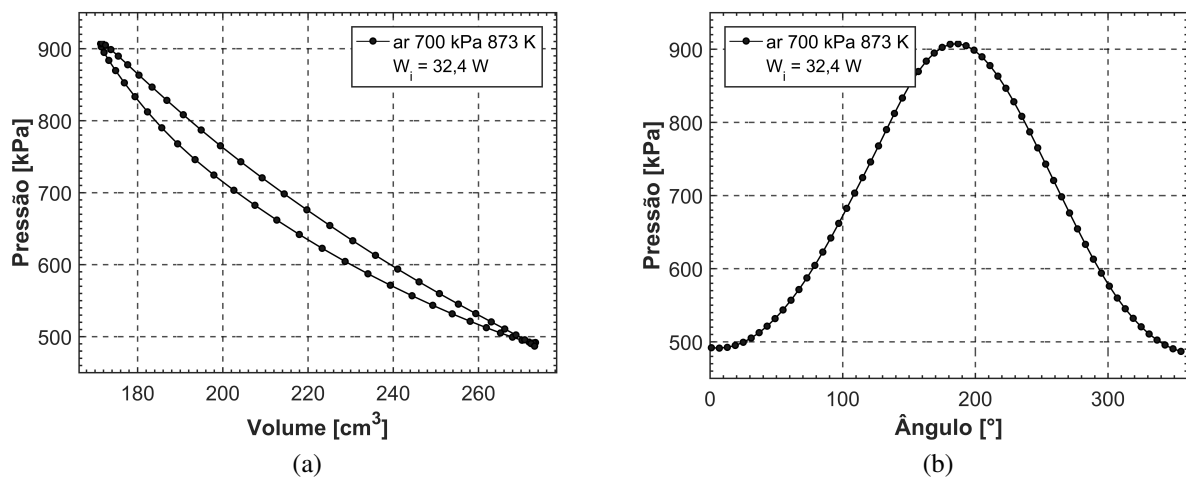
Figura 4.6: **Curvas de desempenho para o motor concebido operando com ar a 93,2 KPa:** (a) Pressão em função do Volume deslocado; (b) Pressão em função do posição.



Fonte: Autor.

A Figura 4.7 mostra as curvas de desempenho para o motor operando com ar pressurizado a 700 kPa, ou seja, considerando o sistema de vedação. É obtida uma potência indicada de 32,4 W a uma rotação de 600 rpm para uma temperatura de 873 K na câmara de expansão.

Figura 4.7: **Curvas de desempenho para o concebido operando com ar a 700 kPa:** (a) Pressão em função do Volume deslocado; (b) Pressão em função do posição.

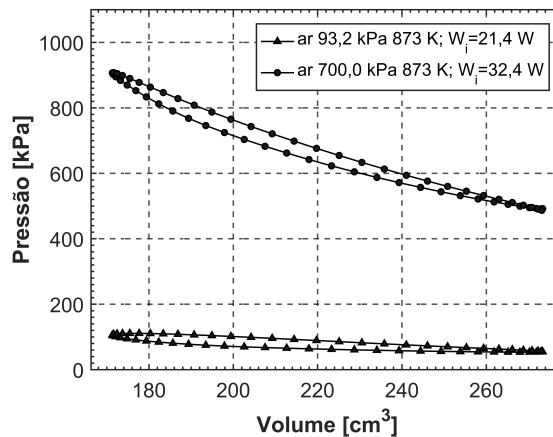


Fonte: Autor.

A Figura 4.8 mostra os resultados comparativos do motor operando com ar a 93,2 e 700 kPa.



Figura 4.8: **Curvas de pressão em função do volume deslocado para o motor operando com ar atmosférico a 93,2 kPa e 700 kPa.**



Fonte: Autor.

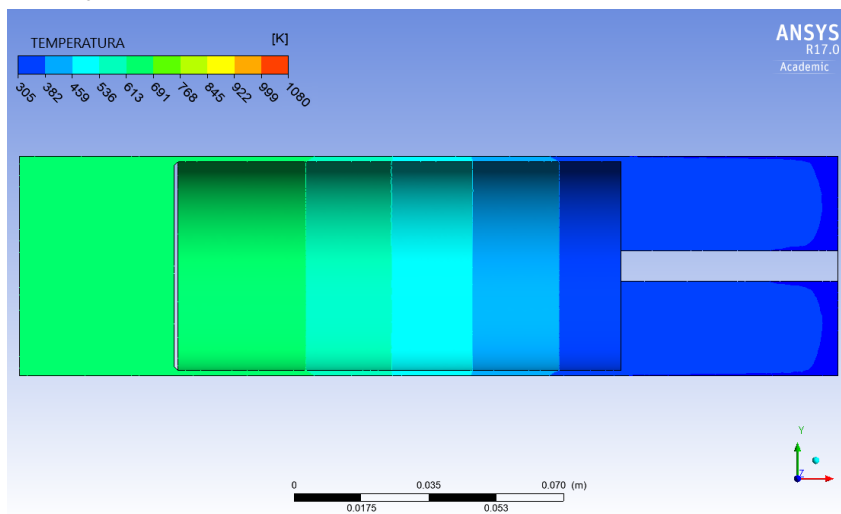
Pela Figura 4.8 é possível afirmar que o aumento da pressão de trabalho oferece um ganho significativo de potência, valor próximo a 100%. É possível afirmar que este resultado já era esperado, pois o aumento da pressão permite que sejam obtidos maiores picos de pressão máxima e mínima no ciclo. Este resultado vai de acordo com as considerações feitas por NORMANI (2009).

#### 4.3.2 Resultados da análise de desempenho utilizando o gás hélio como fluido de trabalho

A partir do modelo transiente é possível na sequência modelar o motor concebido operando com outros gases em diferentes condições de operação. A seguir são apresentados resultados para o motor funcionando com gás hélio a uma pressão de 700 kPa, a uma rotação de 600 rpm e uma faixa de temperatura na câmara quente variando de 673 K a 1073 K.

A Figura 4.9 mostra o perfil de temperatura do pistão deslocador obtido na simulação em CFD em regime permanente para o motor operando com gás hélio pressurizado a 700 kPa e uma temperatura na câmara de expansão de 673 K.

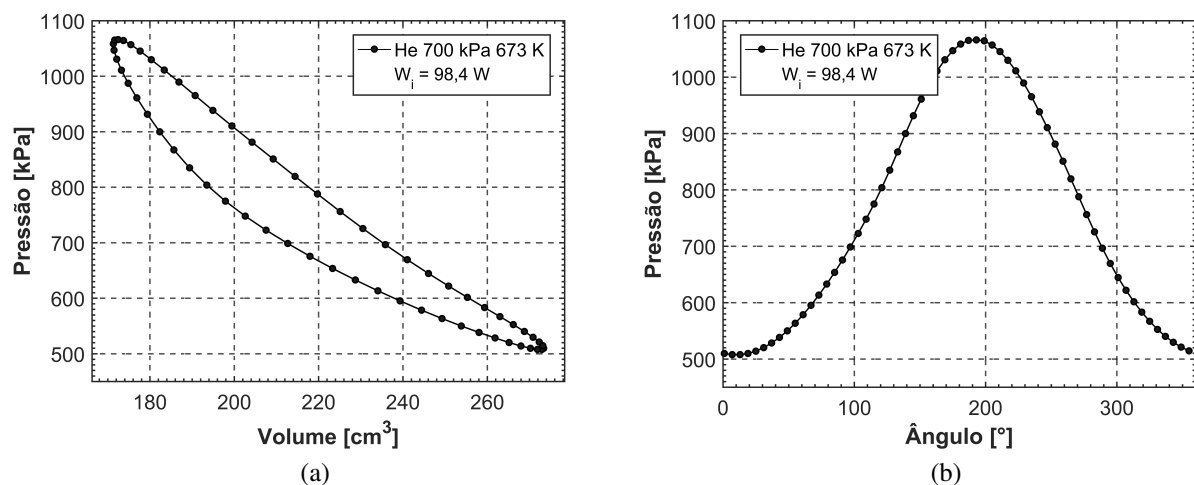
Figura 4.9: Perfil de temperatura no pistão deslocador obtidos na simulação em regime permanente com  $T_e = 673$  K.



Fonte: Autor.

O perfil de temperatura das faces laterais do pistão deslocador é obtido na simulação em regime permanente e implementado na simulação em regime transiente. Para o motor concebido operando com gás hélio a 700 kPa e  $T_e = 673$  K, foi obtida uma potência indicada de 98,4 W a uma rotação de 600 rpm. A Figura 4.10a mostra os valores de pressão em função do volume deslocado pelo pistão de potência e a Figura 4.10b mostra as curvas de pressão em função da posição do virabrequim obtidos na simulação em CFD em regime transiente.

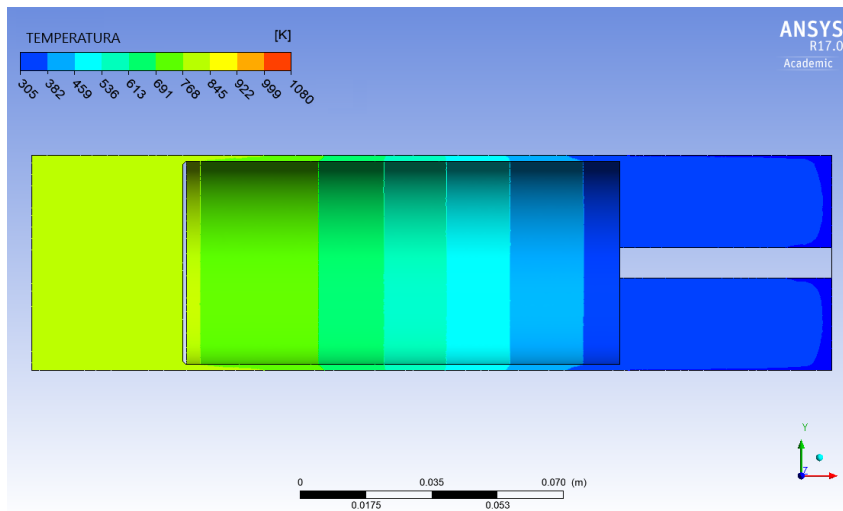
Figura 4.10: pressão interna do motor concebido operando com gás hélio a 700 kPa e uma temperatura na câmara de expansão de 673 K: (a) Pressão em função do Volume deslocado; (b) Pressão em função do posição.



Fonte: Autor.

A Figura 4.11 mostra o perfil de temperatura do pistão deslocador obtido na simulação em CFD em regime permanente para o motor operando com gás hélio pressurizado a 700 kPa e uma temperatura na câmara de expansão de 773 K.

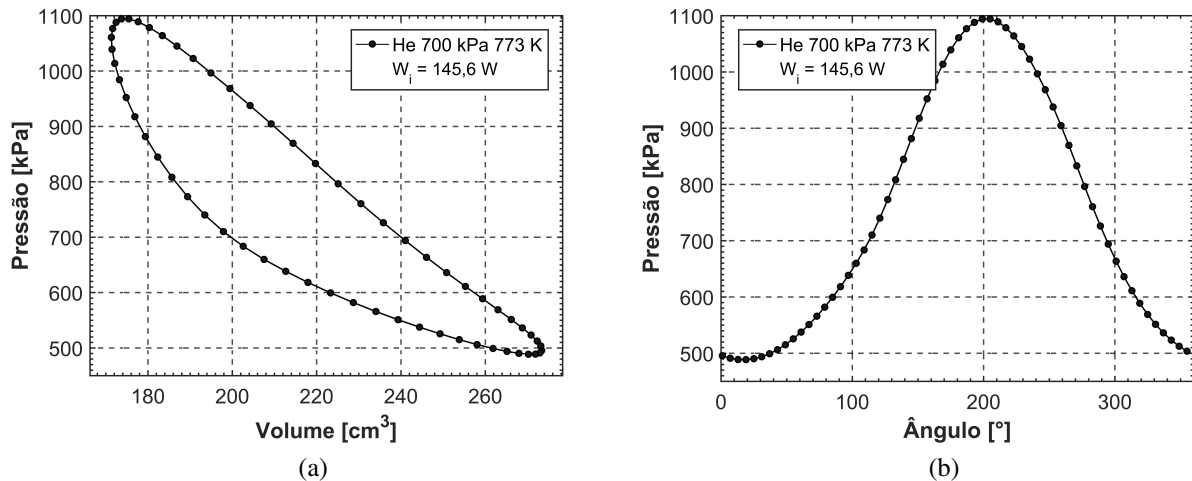
Figura 4.11: **Perfil de temperatura no pistão deslocador obtidos na simulação em regime permanente com  $T_e = 773$  K.**



Fonte: Autor.

O perfil de temperatura das faces laterais do pistão deslocador é obtido na simulação em regime permanente e implementado na simulação em regime transiente. Para o motor concebido operando com gás hélio a 700 kPa e  $T_e = 773$  K, foi obtida uma potência indicada de 145,6 W a uma rotação de 600 rpm. A Figura 4.12a mostra os valores de pressão em função do volume deslocado pelo pistão de potência e a Figura 4.12b mostra os valores de pressão em função da posição do virabrequim obtidos na simulação em regime transiente.

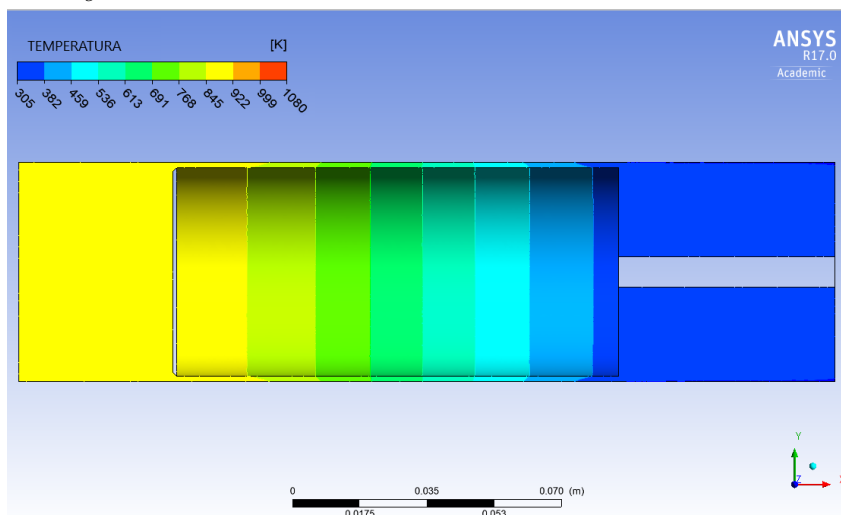
Figura 4.12: **Curvas de desempenho para o motor concebido operando com gás hélio a 700 kPa e uma temperatura na câmara de expansão de 773 K: (a) Pressão em função do Volume deslocado; (b) Pressão em função do posição.**



Fonte: Autor.

A Figura 4.13 mostra o perfil de temperatura do pistão deslocador obtido na simulação em CFD em regime permanente para o motor operando com gás hélio pressurizado a 700 kPa e uma temperatura na câmara de expansão de 873 K.

Figura 4.13: **Perfil de temperatura no pistão deslocador obtidos na simulação em regime permanente com  $T_e = 873$  K.**

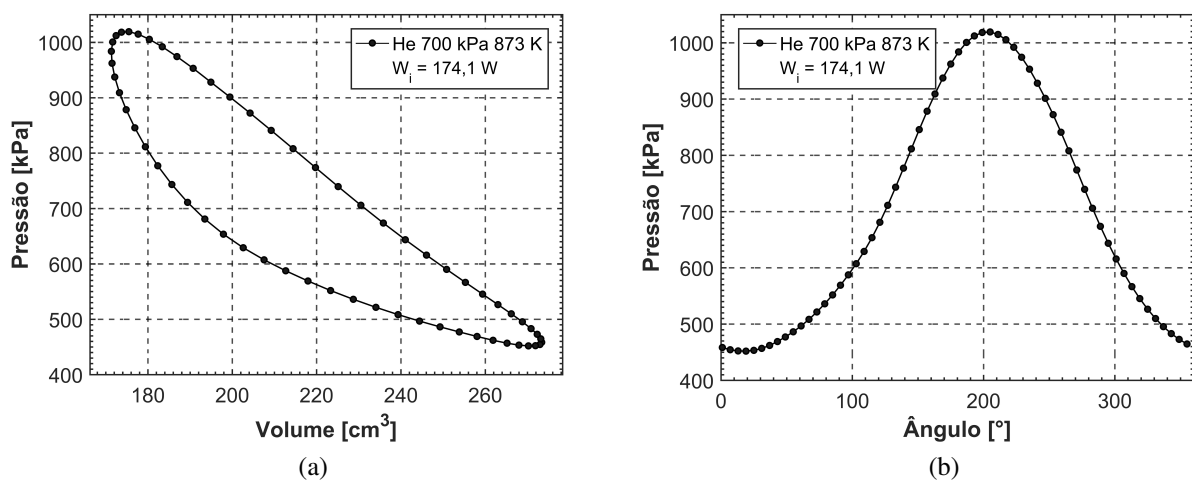


Fonte: Autor.

O perfil de temperatura das faces laterais do pistão deslocador é obtido na simulação em regime permanente e implementado na simulação em regime transiente. Para o motor concebido

operando com gás hélio a 700 kPa e  $T_e = 873$  K, foi obtida uma potência indicada de 174,1 W a uma rotação de 600 rpm. A Figura 4.14a mostra os valores de pressão em função do volume deslocado pelo pistão de potência e a Figura 4.14b mostra os valores de pressão em função da posição do virabrequim obtidos na simulação em regime transiente.

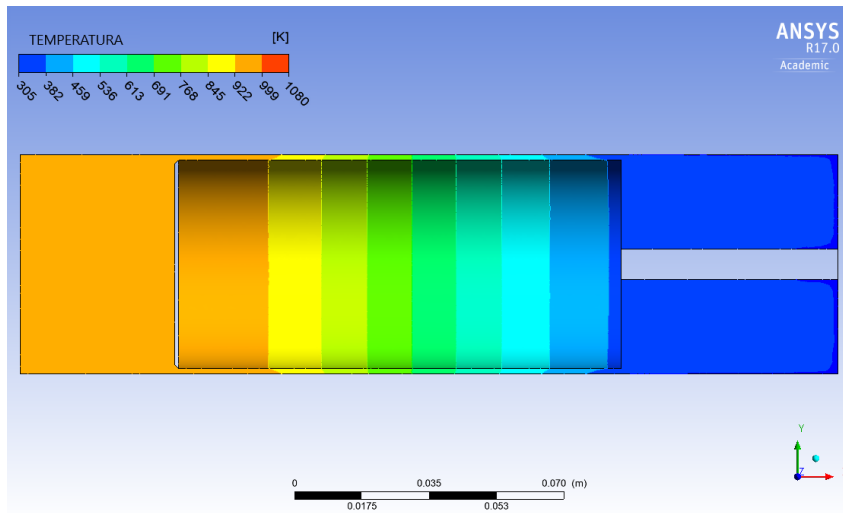
Figura 4.14: **Curvas de desempenho para o motor concebido operando com gás hélio a 700 kPa e uma temperatura na câmara de expansão de 873K: (a) Pressão em função do Volume deslocado; (b) Pressão em função do posição.**



Fonte: Autor.

A Figura 4.15 mostra o perfil de temperatura do pistão deslocador obtido na simulação em CFD em regime permanente para o motor operando com gás hélio pressurizado a 700 kPa e uma temperatura na câmara de expansão de 973 K.

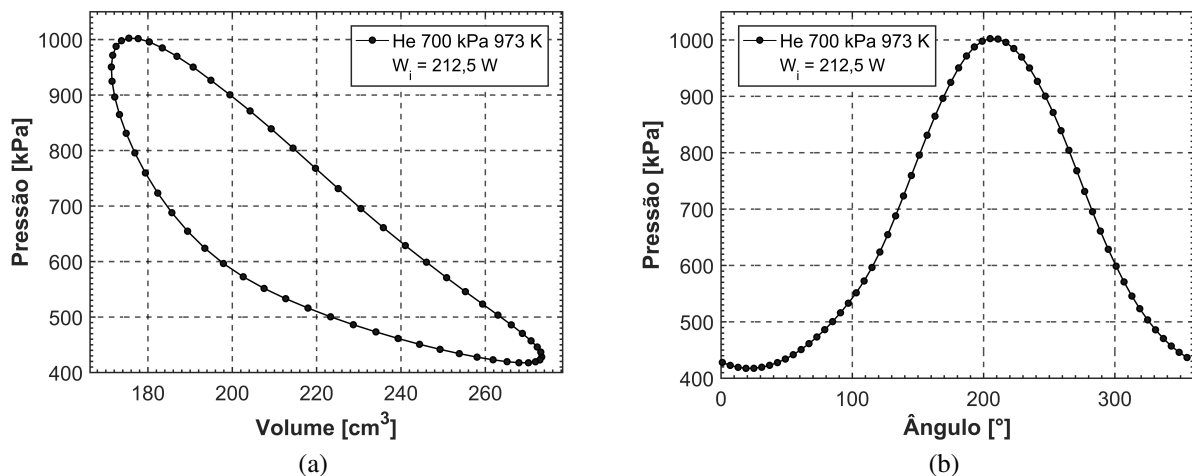
Figura 4.15: Perfil de temperatura no pistão deslocador obtidos na simulação em regime permanente com  $T_e = 973$  K.



Fonte: Autor.

O perfil de temperatura das faces laterais do pistão deslocador é obtido na simulação em regime permanente e implementado na simulação em regime transiente. Para o motor concebido operando com gás hélio a 700 kPa e  $T_e = 973$  K, foi obtida uma potência indicada de 212,5 W a uma rotação de 600 rpm. A Figura 4.16a mostra os valores de pressão em função do volume deslocado pelo pistão de potência e a Figura 4.16b mostra os valores de pressão em função da posição do virabrequim obtidos na simulação em regime transiente.

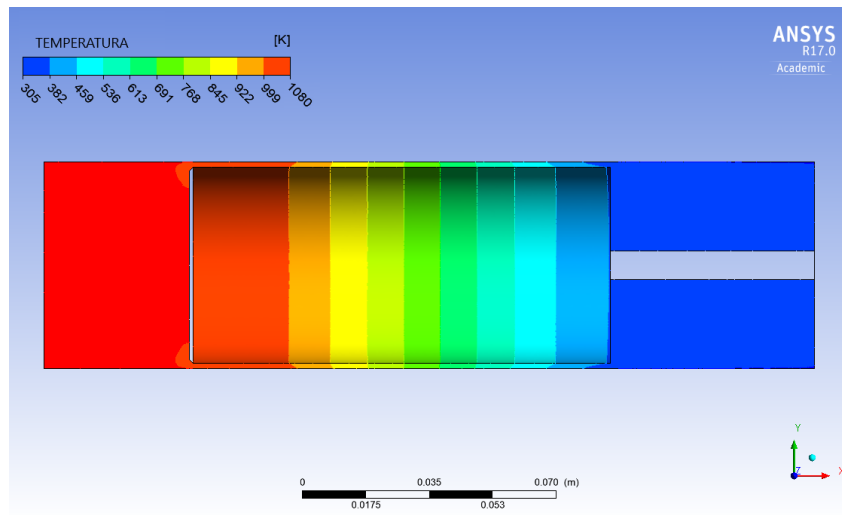
Figura 4.16: Curvas de desempenho para o motor concebido operando com gás hélio a 700 kPa e uma temperatura na câmara de expansão de 973K: (a) Pressão em função do Volume deslocado; (b) Pressão em função do posição.



Fonte: Autor.

A Figura 4.17 mostra o perfil de temperatura do pistão deslocador obtido na simulação em CFD em regime permanente para o motor operando com gás hélio pressurizado a 700 kPa a uma temperatura na câmara de expansão de 1073 K.

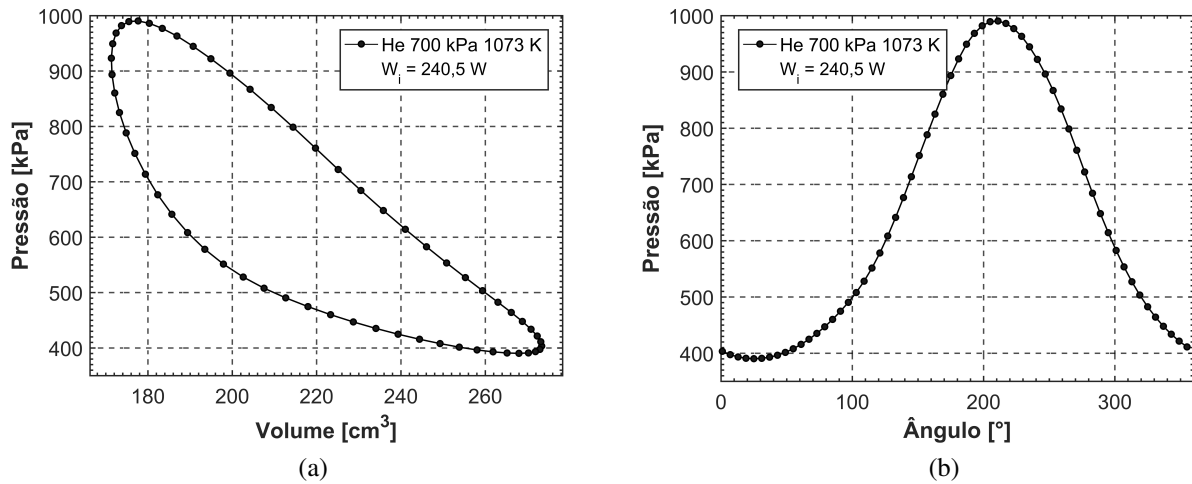
Figura 4.17: **Perfil de temperatura no pistão deslocador obtidos na simulação em regime permanente com  $T_e = 1073$  K.**



Fonte: Autor.

O perfil de temperatura das faces laterais do pistão deslocador é obtido na simulação em regime permanente e implementado na simulação em regime transiente. Para o motor concebido operando com gás hélio a 700 kPa e  $T_e = 1073$  K, foi obtida uma potência indicada de 240,5 W a uma rotação de 600 rpm. A Figura 4.18a mostra os valores de pressão em função do volume deslocado pelo pistão de potência e a Figura 4.18b mostra os valores de pressão em função da posição do virabrequim obtidos na simulação em regime transiente.

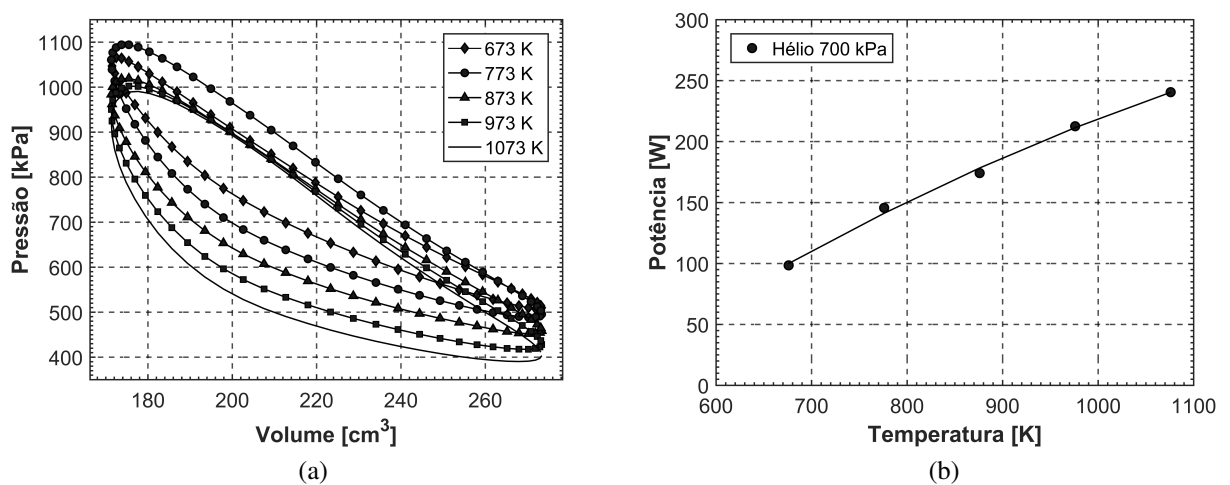
Figura 4.18: Curvas de desempenho para o motor concebido operando com gás hélio a 700 kPa e uma temperatura na câmara de expansão de 1073K: (a) Pressão em função do Volume deslocado; (b) Pressão em função do posição.



Fonte: Autor.

A Figura 4.19a mostra as curvas de pressão em função do volume deslocado para o motor operando com gás hélio a 700 kPa com diferentes temperaturas na câmara de expansão. Já a Figura 4.19b mostra a curva de potência em função da temperatura na câmara de expansão.

Figura 4.19: Curvas de desempenho para o motor concebido operando com gás hélio a 700 kPa e uma faixa de temperatura na câmara de expansão de 673K a 1073K: (a) Pressão em função do Volume deslocado; (b) Potência em função do temperatura da câmara quente.



Fonte: Autor.

A curva obtida apresentada na Figura 4.19b é de grande importância nos estudos de

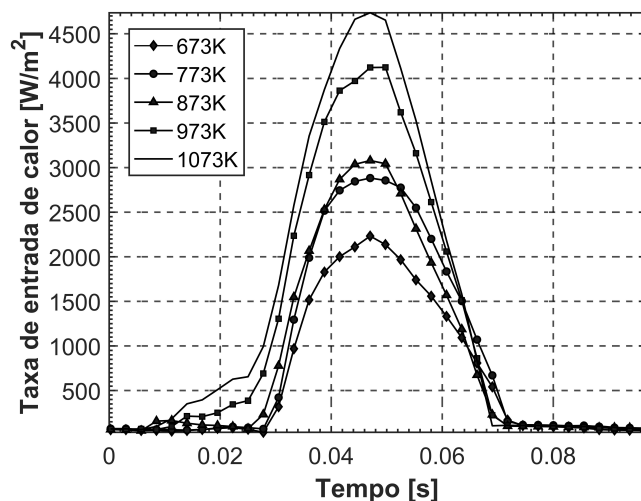


aplicações dos motores Stirling. Nela é possível observar um ganho crescente em relação ao aumento da temperatura na câmara de expansão. Vale ressaltar que a temperatura na câmara de expansão é limitada pelas características do material utilizado e pela temperatura da fonte de calor escolhida. Por isso, existe um limite físico que não deve ser ultrapassado.

A partir dos resultados apresentados na Figura 4.19, se torna possível o estudo da viabilidade de um motor Stirling concebido operando com diferentes fontes de calor e surgem inúmeras possibilidades para a sua utilização.

A Figura 4.20 mostra a taxa de calor que entra no motor quando operando com gás hélio a 700 kPa com diferentes temperaturas na câmara de expansão. A partir dela, se torna possível o cálculo da eficiência térmica do motor para cada ponto de operação.

Figura 4.20: Tax de calor que entra no motor durante o ciclo.



Fonte: Autor.

A Tabela 4.3 mostra os valores de eficiência calculados para a simulação com hélio como fluido de trabalho a uma pressão de 700 kPa.

Tabela 4.3: **Potência e eficiência para o motor concebido operando com gás hélio a 700 kPa.**

$T_e$ [K]	$W_i$ [W]	$\eta_t$ [%]
673	98,4	14,9
773	145,6	16,3
873	174,1	19,8
973	212,5	17,6
1073	240,5	17,2

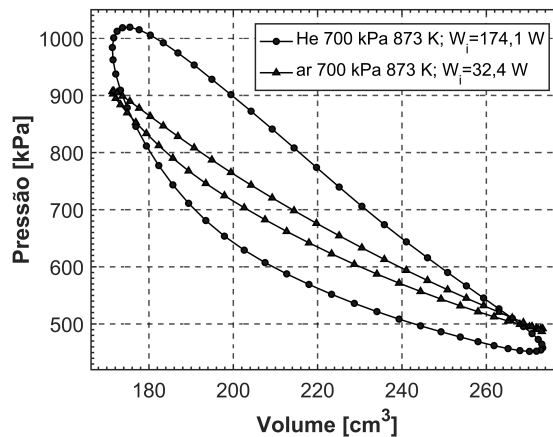
Fonte: Autor.

Pela Tabela 4.3 é possível afirmar que o ponto de maior eficiência (19,8%) foi obtido com a temperatura de 873 K. Nos demais pontos de operação, valores próximos a 17% foram encontrados para a eficiência térmica. É possível afirmar que para valores superiores a 1073 K, existe um decaimento da eficiência térmica. Por isso, buscar ganhos de potência com o aumento da temperatura na câmara de expansão não só é limitado pelas características do material, como também pelo aumento da ineficiência. Vale ressaltar que a eficiência térmica encontrada usa como base a potência indicada, por isso, não considera ineficiências do processo como perdas na transferência de calor nas paredes do motor, perdas por atrito e perdas por vazamento.

#### 4.3.3 Resultados da influência do tipo de fluido

O tipo de fluido de trabalho é algo que influencia de maneira relevante no desempenho do motor. A Figura 4.21 mostra os valores de pressão em função do volume deslocado para o motor operando com ar e gás hélio sob a mesma pressão de trabalho de 700 kPa.

Figura 4.21: **Pressão em função do volume deslocado para o motor operando com ar e gás hélio a uma pressão de trabalho de 700 kPa.**



Fonte: Autor.

Com os dados comparativos do motor operando com diferentes fluidos de trabalho a uma mesma pressão e temperatura, é possível afirmar que, com o gás hélio é obtida uma potência 300% superior em relação ao ar. A eficiência térmica calculada também foi superior usando gás hélio, onde foi obtido um valor de 19,8%. Com as mesmas condições e usando ar, foi obtida uma eficiência térmica de 3,2%. Estes resultados já eram esperados e estão em concordância com os resultados apresentados por ABUELYAMEN et al. (2017), pois, o gás hélio possui um coeficiente de condutividade térmica maior. Desta maneira, o aumento do custo de fabricação de um motor hermeticamente fechado e que use um fluido de trabalho mais oneroso (gás hélio) se justifica e se faz necessário para ganhos de potência.

#### 4.4 Considerações sobre o motor concebido

A metodologia de projeto utilizando as considerações de SIER (1999) e NORMANI (2009) se mostra útil para um projeto inicial de motor Stirling do tipo Beta. Entretanto, é necessário que melhorias sejam realizadas, sendo testadas as influências de parâmetros geométricos como: a razão de compressão; o curso, o comprimento e o diâmetro do pistão deslocador; e o volume e estrutura do regenerador.

As adaptações para a construção da câmara de compressão e pistão de potência se mostraram de grande simplicidade e podem viabilizar a construção do motor.

Pelos resultados obtidos na previsão de desempenho do motor concebido, é possível afirmar que a pressão do fluido de trabalho influi diretamente no desempenho do motor. Por

isso, o uso de um sistema de vedação se faz necessário para aumentar a pressão do fluido de trabalho, sendo possível alcançar uma pressão de 700 kPa. Outros valores de pressão devem ser testados a fim de se avaliar o limite do ganho de desempenho.

O ponto de maior potência foi obtido com gás hélio a uma pressão de trabalho de 700 kPa com uma temperatura na câmara quente de 1073 K. Na prática, este ponto de operação deve ser avaliado com cautela, pois a temperatura de expansão se aproxima da temperatura de fusão de aços de baixo carbono (aço inoxidável). Da mesma maneira, com o aumento da temperatura a partir deste ponto, existe uma queda da eficiência térmica do motor.

É possível afirmar que para o motor estudado, a temperatura da fonte quente tem uma faixa de operação bastante restrita. Uma fonte quente com uma temperatura abaixo de 673 K oferece uma potência 50% inferior, quando comparado a temperatura de 973 K (300 K superior). Esta grande variação da potência em função da temperatura pode se tornar crítica em aplicações onde a fonte de calor sofre uma grande variação de temperatura ao longo do tempo, como por exemplo em discos concentradores solares.

Com os resultados apresentados neste capítulo é possível afirmar que tanto a metodologia de projeto, quanto a metodologia de simulação propostas se mostraram úteis na concepção e previsão de desempenho de um motor Stirling do tipo Beta. É possível afirmar ainda que, a partir da metodologia apresentada, será possível realizar modificações no motor visando melhorar seu desempenho e desenvolver outros motores com potências superiores.

## 5 CONCLUSÕES

A metodologia de projeto apresentada consegue auxiliar o desenvolvimento inicial de um protótipo de motor Stirling de maneira rápida e simples. Com ela é possível conceber um motor Stirling do tipo Beta que consiga operar com diferentes tipos de fluidos de trabalho, submetido a uma pressão de trabalho de 700 kPa.

A simplicidade das considerações de projeto facilitam a concepção inicial do motor, entretanto, é necessário que alguns parâmetros geométricos sejam modelados visando a melhoria de desempenho. Um parâmetro importante a ser definido é a folga entre o pistão deslocador e o cilindro. Pelos dados experimentais de CAETANO (2017) é possível afirmar que uma variação na folga de 0,5 mm pode alterar a potência em valores próximos a 50%.

É apresentada uma nova metodologia para simulação de motores Stirling do tipo Beta, que envolve o uso do modelo de primeira ordem de Schmidt e o modelo em CFD em regime permanente para reduzir o custo computacional do modelo em CFD em regime transiente e aumentar a sua precisão.

O modelo de Schmidt permite calcular a pressão no ponto morto inferior, sendo essa pressão obtida pelo modelo usada como uma atualização da pressão no PMI após o terceiro ciclo do modelo transiente. Desta maneira, o modelo de Schmidt pode ser considerado uma ferramenta útil para estimar a pressão no PMI e auxiliar o modelo em CFD em regime transiente.

É possível afirmar que o pistão deslocador é um componente que interfere de forma relevante no desempenho dos motores Stirling. Por isso, suas dimensões e o seu material podem alterar de maneira significativa o desempenho do motor. O perfil de temperatura do deslocador obtido na simulação em CFD em regime permanente serve como uma condição de contorno importante para a simulação transiente. A inclusão do modelo de radiação DO na simulação em regime permanente aumenta a temperatura na face frontal do deslocador em aproximadamente 130 K. Esta diferença de temperatura permitiu que a pressão máxima do motor se aproximasse dos valores experimentais, aumentando a sua precisão na previsão da potência. O uso do modelo de radiação ofereceu uma redução no desvio da previsão da potência indicada de -14,4% para -2,6%.

A metodologia de simulação desenvolvida para prever a potência indicada do motor permite o cálculo das condições iniciais e de contorno sem a necessidade de testes experimentais. A caracterização do motor operando com diferentes fluidos, pressões de trabalho, temperaturas

e rotação, permite entender como estes parâmetros interferem no seu funcionamento. A partir da metodologia de simulação, é possível prever o desempenho de motores Stirling com outras dimensões e condições de operação, evitando que seja necessário construir um protótipo para a obtenção de parâmetros experimentais.

O ponto de maior potência foi obtido com o motor operando com gás hélio a uma pressão de trabalho de 700 kPa a uma temperatura de 1073 K. Nesta condição, foi obtida uma potência de 240,5 W a uma rotação de 600 rpm. Quando variada a temperatura na câmara de expansão para 873 K, foi encontrado o ponto de maior eficiência térmica do motor, 19,8%.

Foi verificada a influência da pressurização do fluido de trabalho, sendo que para uma variação de 93,2 kPa para 700 kPa foi obtido um ganho de 100% na potência. Para a substituição do fluido de trabalho de ar para gás hélio, foi obtido um ganho 300% na potência. Ao substituir o ar a pressão atmosférica por gás hélio pressurizado em 700 kPa foi obtido um ganho de 725% na potência. Desta forma, pode se afirmar que o projeto de um sistema de vedação do fluido de trabalho é ponto chave no desenvolvimento de um motor Stirling quando se pretende obter ganhos em desempenho.

Finalmente, acredita-se que o presente trabalho apresenta uma contribuição no desenvolvimento dos motores Stirling, uma vez que a metodologia desenvolvida elimina a necessidade de parâmetros de difícil obtenção experimental e permite que previsões de desempenho sejam obtidas a partir de um protótipo simples, para diferentes condições de operação. A partir dele será possível estudar os motores Stirling de maneira mais clara e conseguir entender o seu comportamento sob diferentes condições de operação.

## 6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Neste capítulo está contextualizada a importância desta dissertação inserida em um grupo de pesquisa como o Centro de Tecnologia da Mobilidade (CTM) que atua em várias frentes para desenvolvimento de motores Stirling e suas diversas aplicações. Com isso, é obtida uma base mais sólida de conhecimentos científicos para a continuidade dos estudos em motores Stirling. Os resultados das pesquisas já realizadas servem de apoio para as ideias de trabalhos futuros, em especial para o desenvolvimento de projetos em motores Stirling. Algumas ideias são sugeridas a seguir:

- Construir o motor concebido neste trabalho para a realização de estudos experimentais e sua caracterização em bancada dinamométrica.
- Desenvolver uma metodologia auxiliada por algoritmo de otimização para encontrar os parâmetros geométricos ótimos do motor concebido visando melhorar o seu desempenho.
- Enlazar um modelo matemático mais preciso do que o modelo de Schmidt para a previsão da pressão no ponto morto inferior e que consiga abranger a variação de parâmetros não abordados pela teoria de Schmidt, fornecendo assim, condições iniciais mais precisas para serem usadas nas simulações em CFD em regime transiente.
- A partir da previsão de desempenho em função da temperatura na câmara quente, avaliar o desempenho do motor quando acoplado a equipamentos que forneçam diferentes fontes de calor como, por exemplo, concentradores solares, queimadores, gaseificadores e biomassa.
- Testar o motor com outros fluidos de trabalho, sejam eles fluidos comuns (He, H, Ar) ou fluidos orgânicos.
- Avaliar o motor em outras faixas de rotação e também com a variação de parâmetros geométricos do motor que influenciem o desempenho de maneira relevante como, por exemplo, a folga entre o pistão deslocador e o cilindro (regenerador) e os materiais dos componentes mecânicos.

## REFERÊNCIAS

- ABAS, N.; KALAIR, A.; KHAN, N. Review of fossil fuels and future energy technologies. **Futures**, [S.l.], v.69, p.31–49, 2015.
- ABBAS, M. et al. Dish Stirling technology: a 100 mw solar power plant using hydrogen for algeria. **International journal of hydrogen energy**, [S.l.], v.36, n.7, p.4305–4314, 2011.
- ABDMOULEH, Z. et al. Review of optimization techniques applied for the integration of distributed generation from renewable energy sources. **Renewable Energy**, [S.l.], v.113, p.266–280, 2017.
- ABUELYAMEN, A.; BEN-MANSOUR, R. Energy efficiency comparison of Stirling engine types ( $\alpha$ ,  $\beta$ , and  $\gamma$ ) using detailed CFD modeling. **International Journal of Thermal Sciences**, [S.l.], v.132, p.411–423, 2018.
- ABUELYAMEN, A. et al. Parametric study on beta-type Stirling engine. **Energy Conversion and Management**, [S.l.], v.145, p.53–63, 2017.
- AHMADI, M. H.; AHMADI, M.-A.; POURFAYAZ, F. Thermal models for analysis of performance of Stirling engine: a review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [S.l.], v.68, p.168–184, 2017.
- AHMADI, M. H. et al. Designing a solar powered Stirling heat engine based on multiple criteria: maximized thermal efficiency and power. **Energy Conversion and Management**, [S.l.], v.75, p.282–291, 2013.
- AKSOY, F.; CINAR, C. Thermodynamic analysis of a beta-type Stirling engine with rhombic drive mechanism. **Energy conversion and management**, [S.l.], v.75, p.319–324, 2013.
- AKSOY, F. et al. A thermodynamic approach to compare the performance of rhombic-drive and crank-drive mechanisms for a beta-type Stirling engine. **Applied Thermal Engineering**, [S.l.], v.93, p.359–367, 2016.
- ALFARAWI, S.; AL-DADAH, R.; MAHMOUD, S. Influence of phase angle and dead volume on gamma-type Stirling engine power using CFD simulation. **Energy Conversion and Management**, [S.l.], v.124, p.130–140, 2016.



ALMAJRI, A. K.; MAHMOUD, S.; AL-DADAH, R. Modelling and parametric study of an efficient Alpha type Stirling engine performance based on 3D CFD analysis. **Energy conversion and management**, [S.l.], v.145, p.93–106, 2017.

BANKS, D. I. Test results on a free-cylinder Stirling engine. In: ENERGY CONVERSION ENGINEERING CONFERENCE, 1989. IECEC-89., PROCEEDINGS OF THE 24TH INTER-SOCIETY. **Anais...** [S.l.: s.n.], 1989. p.2363–2367.

BARRETO, G.; CANHOTO, P. Modelling of a Stirling engine with parabolic dish for thermal to electric conversion of solar energy. **Energy Conversion and Management**, [S.l.], v.132, p.119–135, 2017.

BARROS, R. W. **Avaliação Teórica e Experimental do Motor Stirling Modelo Solo 161 Operando com Diferentes Combustíveis**. 2005. Tese (Doutorado em Ciência da Computação) — Universidade Federal de Itajubá.

BAT, J. G. de la; DOBSON, R. Theoretical simulation, design and manufacture, and experimental evaluation of a free piston Stirling engine electric generator. In: INTERNATIONAL ENERGY CONVERSION ENGINEERING CONFERENCE, 2018. **Anais...** [S.l.: s.n.], 2018. p.4502.

BEALE, W. T. **Free piston Stirling engines-some model tests and simulations**. [S.l.]: SAE Technical Paper, 1969.

BEN-MANSOUR, R.; ABUELYAMEN, A.; MOKHEIMER, E. M. CFD analysis of radiation impact on Stirling engine performance. **Energy Conversion and Management**, [S.l.], v.152, p.354–365, 2017.

BENVENUTO, G.; DE MONTE, F.; FARINA, F. Dynamic behaviour prediction of free-piston Stirling engines. In: ENERGY CONVERSION ENGINEERING CONFERENCE, 1990. IECEC-90. PROCEEDINGS OF THE 25TH INTERSOCIETY. **Anais...** [S.l.: s.n.], 1990. v.5, p.346–351.

BRAMSON, M. A. **Infrared radiation: a handbook for applications, with a collection of reference tables.** , [S.l.], 1968.

BURAGOHAİN, B.; MAHANTA, P.; MOHOLKAR, V. S. Biomass gasification for decentralized power generation: the indian perspective. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [S.l.], v.14, n.1, p.73–92, 2010.

CAETANO, B. C. Estudo da influência das dimensões do pistão deslocador nos parâmetros de desempenho de um motor Stirling do tipo Beta. **Acta Mechanica et Mobilitatem**, [S.l.], v.2, n.4, p.20–26, 2017.

CAMPOS, M.; VARGAS, J.; ORDONEZ, J. Thermodynamic optimization of a Stirling engine. **Energy**, [S.l.], v.44, n.1, p.902–910, 2012.

CENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. Thermodynamics: an engineering approach. **Sea**, [S.l.], v.1000, p.8862, 2002.

CENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M.; SKNARINA, S. F. **Mecánica de fluidos: fundamentos y aplicaciones**. [S.l.]: McGraw-Hill, 2006. v.1.

CHEN, W.-L. A study on the effects of geometric parameters in a low-temperature-differential  $\gamma$ -type Stirling engine using CFD. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, [S.l.], v.107, p.1002–1013, 2017.

CHEN, W.-L.; WONG, K.-L.; CHANG, Y.-F. A computational fluid dynamics study on the heat transfer characteristics of the working cycle of a low-temperature-differential  $\gamma$ -type Stirling engine. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, [S.l.], v.75, p.145–155, 2014.

CHEN, W.-L.; WONG, K.-L.; CHANG, Y.-F. A numerical study on the effects of moving regenerator to the performance of a  $\beta$ -type Stirling engine. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, [S.l.], v.83, p.499–508, 2015.

CHEN, W.-L.; YANG, Y.-C.; SALAZAR, J. L. A CFD parametric study on the performance of a low-temperature-differential  $\gamma$ -type Stirling engine. **Energy Conversion and Management**, [S.l.], v.106, p.635–643, 2015.

CHENG, C.-H.; YU, Y.-J. Dynamic simulation of a beta-type Stirling engine with cam-drive mechanism via the combination of the thermodynamic and dynamic models. **Renewable Energy**, [S.l.], v.36, n.2, p.714–725, 2011.

CHENG, C.-H.; YU, Y.-J. Combining dynamic and thermodynamic models for dynamic simulation of a beta-type Stirling engine with rhombic-drive mechanism. **Renewable energy**, [S.l.], v.37, n.1, p.161–173, 2012.

CHMIELEWSKI, A.; GUMINSKI, R.; MŁCZAK, e. Selected properties of the dynamic model of the piston-crankshaft assembly in Stirling engine combined with the thermodynamic submodel. **International Journal of Structural Stability and Dynamics**, [S.l.], v.17, n.05, p.1740009, 2017.

CHRISTOFF, P. The promissory note: cop 21 and the paris climate agreement. **Environmental Politics**, [S.l.], v.25, n.5, p.765–787, 2016.

COLMENAR-SANTOS, A. et al. Thermodynamic and exergoeconomic analysis of energy recovery system of biogas from a wastewater treatment plant and use in a Stirling engine. **Renewable Energy**, [S.l.], v.88, p.171–184, 2016.

COSTA, S. et al. The thermal non-equilibrium porous media modelling for CFD study of woven wire matrix of a Stirling regenerator. **Energy Conversion and Management**, [S.l.], v.89, p.473–483, 2015.

CRESTANI, M. H. **Projeto e construção de um motor Stirling do tipo gama com elementos mecânicos mutáveis**. 2016. B.S. Tese — Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

DAMIRCHI, H. et al. Design, fabrication and evaluation of gamma-type stirling engine to produce electricity from biomass for the micro-CHP system. **Energy Procedia**, [S.l.], v.75, p.137–143, 2015.

DARLINGTON, R.; STRONG, K. **Stirling and Hot Air Engines: designing and building experimental model stirling engines**. [S.l.]: Crowood, 2005.

DAY, A. et al. The use of the planning system to encourage low carbon energy technologies in buildings. **Renewable Energy**, [S.l.], v.34, n.9, p.2016–2021, 2009.

DELGADO FILHO, M. et al. A brief review on the advantages, hindrances and economic feasibility of Stirling engines as a distributed generation source and cogeneration technology. **RETERM-Thermal Engineering**, [S.l.], v.17, n.1, p.49–57, 2018.

DUAN, C. et al. Thermodynamic design of Stirling engine using multi-objective particle swarm optimization algorithm. **Energy Conversion and Management**, [S.l.], v.84, p.88–96, 2014.

DUAN, C. et al. Similarity design and experimental investigation of a beta-type Stirling engine with a rhombic drive mechanism. **International Journal of Energy Research**, [S.l.], v.39, n.2, p.191–201, 2015.

FARRA, N.; TZANETAKIS, T.; THOMSON, M. J. Experimental determination of the efficiency and emissions of a residential microcogeneration system based on a Stirling engine and fueled by diesel and ethanol. **Energy & Fuels**, [S.l.], v.26, n.2, p.889–900, 2012.

FLUENT, A. Release 15.0, Theory Guide. **ANSYS Inc, Pittsburgh Google Scholar**, [S.l.], 2013.

GHEITH, R.; ALOUI, F.; NASRALLAH, S. B. Determination of adequate regenerator for a Gamma-type Stirling engine. **Applied Energy**, [S.l.], v.139, p.272–280, 2015.

GHEITH, R. et al. Experimental investigations of a gamma Stirling engine. **International journal of energy research**, [S.l.], v.36, n.12, p.1175–1182, 2012.

HARGREAVES, C. M. The Phillips Stirling engine. **Renewable Energy**, [S.l.], 1991.

HEYWOOD, J. B. et al. **Internal combustion engine fundamentals**. [S.l.]: Mcgraw-hill New York, 1988.

HIRATA, K. Schmidt theory for Stirling engines. **Disponível em Stirling Engine home page.**, [S.l.], 1997.

HSIEH, Y.; HSU, T.; CHIOU, J.-S. Integration of a free-piston Stirling engine and a moving grate incinerator. **Renewable Energy**, [S.l.], v.33, n.1, p.48–54, 2008.

KARABULUT, H. Dynamic analysis of a free piston Stirling engine working with closed and open thermodynamic cycles. **Renewable Energy**, [S.l.], v.36, n.6, p.1704–1709, 2011.

KARABULUT, H. et al. An experimental study on the development of a  $\beta$ -type Stirling engine for low and moderate temperature heat sources. **Applied Energy**, [S.l.], v.86, n.1, p.68–73, 2009.

KERDCHANG, P. et al. Development of a new solar thermal engine system for circulating water for aeration. **Solar Energy**, [S.l.], v.78, n.4, p.518–527, 2005.

KONGTRAGOOL, B.; WONGWISES, S. A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines. **Renewable and Sustainable energy reviews**, [S.l.], v.7, n.2, p.131–154, 2003.

KONGTRAGOOL, B.; WONGWISES, S. Performance of low-temperature differential Stirling engines. **Renewable Energy**, [S.l.], v.32, n.4, p.547–566, 2007.

KWANKAOMENG, S. **Design of a Free-piston Stirling Engine-pump**. [S.l.]: ProQuest, 2008.

LI, Z. et al. Study on the radiation flux and temperature distributions of the concentrator–receiver system in a solar dish/Stirling power facility. **Applied Thermal Engineering**, [S.l.], v.31, n.10, p.1780–1789, 2011.

LIANG, X. Emerging power quality challenges due to integration of renewable energy sources. **IEEE Transactions on Industry Applications**, [S.l.], v.53, n.2, p.855–866, 2017.

LYNCH, B.; MEIJER, R. J. **Hot-gas reciprocating engine**. US Patent 3,861,146, 1975.

MABROUK, M. T.; KHEIRI, A.; FEIDT, M. Displacer gap losses in beta and gamma Stirling engines. **Energy**, [S.l.], v.72, p.135–144, 2014.

MAHKAMOV, K. Design improvements to a biomass Stirling engine using mathematical analysis and 3D CFD modeling. **Journal of Energy Resources Technology**, [S.l.], v.128, n.3, p.203–215, 2006.

MAHKAMOV, K. An axisymmetric computational fluid dynamics approach to the analysis of the working process of a solar Stirling engine. **Journal of solar energy engineering**, [S.l.], v.128, n.1, p.45–53, 2006.

MANCINI, T. et al. Dish-Stirling systems: an overview of development and status. **Journal of Solar Energy Engineering**, [S.l.], v.125, n.2, p.135–151, 2003.

MARION, M.; LOUAHLIA, H.; GUALOUS, H. Performances of a CHP Stirling system fuelled with glycerol. **Renewable Energy**, [S.l.], v.86, p.182–191, 2016.

MARTINI, W. R. **Stirling engine design manual**. [S.l.]: US Department of Energy, Office of Conservation and Solar Applications, Division of Transportation Energy Conservation, 1978.

MENTER, F. R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. **AIAA journal**, [S.l.], v.32, n.8, p.1598–1605, 1994.

NISHIYAMA, A. et al. Fuel and emissions properties of Stirling engine operated with wood powder. **Fuel**, [S.l.], v.86, n.15, p.2333–2342, 2007.

NORMANI, F. **Stirling engine manual, disponivel em:** <http://newenergydirection.com/blog/2009/03/stirling-engine-design-program>. 2009.

ONOVWIONA, H.; UGURSAL, V. I. Residential cogeneration systems: review of the current technology. **Renewable and sustainable energy reviews**, [S.l.], v.10, n.5, p.389–431, 2006.

PAULA, R. et al. THEORETICAL ASSESSMENT OF A STIRLING ENGINE' AMAZON' BY USING PROSA AND MATHCAD. **Revista de Engenharia Térmica**, [S.l.], v.10, n.1-2, p.32–37, 2018.

PUECH, P.; TISHKOVA, V. Thermodynamic analysis of a Stirling engine including regenerator dead volume. **Renewable Energy**, [S.l.], v.36, n.2, p.872–878, 2011.

READER, G.; HOOPER, C. **Stirling Engines, E. & FN Spon**. [S.l.]: London, Appendix A, 1983.

ROGDAKIS, E.; BITSIKAS, P.; DOGKAS, G. Study of Gas Flow Through a Stirling Engine Regenerator. In: ASME 2017 INTERNATIONAL MECHANICAL ENGINEERING CONGRESS AND EXPOSITION. **Anais...** [S.l.: s.n.], 2017. p.V006T08A072–V006T08A072.

ROKNI, M. Thermodynamic analysis of SOFC (solid oxide fuel cell)–Stirling hybrid plants using alternative fuels. **Energy**, [S.l.], v.61, p.87–97, 2013.

ROSA, A. **Processos de Energia Renováveis**. [S.l.]: Elsevier Brasil, 2016. v.3.

SALAZAR, J. L.; CHEN, W.-L. A computational fluid dynamics study on the heat transfer characteristics of the working cycle of a  $\beta$ -type Stirling engine. **Energy conversion and management**, [S.l.], v.88, p.177–188, 2014.

SENF, J. R. **Ringbom stirling engines**. [S.l.]: Oxford University Press, USA, 1993.

- SENF, J. R. **An introduction to low temperature differential Stirling engines**. [S.l.]: Moriya press, 1996.
- SHENDAGE, D.; KEDARE, S.; BAPAT, S. An analysis of beta type Stirling engine with rhombic drive mechanism. **Renewable energy**, [S.l.], v.36, n.1, p.289–297, 2011.
- SIER, R. Hot air caloric and stirling engines. Vol. 1. **A history**, [S.l.], 1999.
- SIX, D.; VEKEMANS, G.; DEXTERS, A. Market opportunities for micro-CHP in Flanders (Belgium). In: ENERGY MARKET, 2009. EEM 2009. 6TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON THE EUROPEAN. **Anais...** [S.l.: s.n.], 2009. p.1–6.
- SONG, C.; LU, J.; KITAMURA, Y. Study on the COP of free piston Stirling cooler (FPSC) in the anti-sublimation CO<sub>2</sub> capture process. **Renewable Energy**, [S.l.], v.74, p.948–954, 2015.
- SRINIVASAN, V. et al. Ringbom-Stirling engine simulation and parametric study. **Am. Soc. Mech. Eng.,(Pap.);(United States)**, [S.l.], v.85, n.CONF-850201-, 1985.
- STINE, W. Stirling engines. **The CRC handbook of mechanical engineers**, [S.l.], p.67–76, 1998.
- STIRLING, R. Stirling air engine and the heat regenerator. **US Patent**, [S.l.], v.4081, 1816.
- THOMBARE, D. G.; KARMARE, S. V. Theoretical and experimental investigation of Alfa type bio mass Stirling engine with effect of regenerator effectiveness, heat transfer, and properties of working fluid. **Journal of Renewable and Sustainable Energy**, [S.l.], v.4, n.4, p.043126, 2012.
- THOMBARE, D.; VERMA, S. Technological development in the Stirling cycle engines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [S.l.], v.12, n.1, p.1–38, 2008.
- TLILI, I.; SA'ED, A. Thermodynamic evaluation of a second order simulation for Yoke Ross Stirling engine. **Energy conversion and management**, [S.l.], v.68, p.149–160, 2013.
- URIELI, I.; BERCHOWITZ, D. M. **Stirling cycle engine analysis**. [S.l.]: Taylor & Francis, 1984.
- VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method**. [S.l.]: Pearson Education, 2007.

WALKER, G. **Stirling-cycle machines**. [S.l.]: Clarendon Press, 1973.

WALKER, G. **Stirling engines**. [S.l.]: Oxford University Press, New York, NY, 1980.

WALKER, G.; FAUVEL, O.; READER, G. The literature of Stirling engines. In: ENERGY CONVERSION ENGINEERING CONFERENCE, 1989. IECEC-89., PROCEEDINGS OF THE 24TH INTERSOCIETY. **Anais...** [S.l.: s.n.], 1989. p.2337–2340.

WANG, K. et al. Stirling cycle engines for recovering low and moderate temperature heat: a review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [S.l.], v.62, p.89–108, 2016.

WEST, C. D. **Principles and applications of Stirling engines**. [S.l.]: Van Nostrand Reinhold Company, 1986.

XIAO, G. et al. Design optimization with computational fluid dynamic analysis of  $\beta$ -type Stirling engine. **Applied Thermal Engineering**, [S.l.], v.113, p.87–102, 2017.

YANG, N. et al. Integrated two-cylinder liquid piston Stirling engine. **Applied Physics Letters**, [S.l.], v.105, n.14, p.143903, 2014.

YOUNG, H. D.; FREEDMAN, R. A. **Sears e Zemansky física I: mecânica; tradução e revisão técnica: adir moysés luiz.**–. [S.l.]: São Paulo: Addison Wesley, 2003.

ZHANG, Z.; IBRAHIM, M. Development of cfd model for stirling engine and its components. In: INTERNATIONAL ENERGY CONVERSION ENGINEERING CONFERENCE, 2. **Anais...** [S.l.: s.n.], 2004. p.5674.



# APÊNDICES

---

## APÊNDICE A –

Função para o perfil de temperatura no cilindro.

```

1 DEFINE_PROFILE(cil_x_temp, thread, position)
2 {
3 real x[ND_ND]; /* this will hold the position vector */
4 real y;
5 face_t f;
6
7 begin_f_loop(f, thread)
8 {
9 F_CENTROID(x, f, thread);
10 y = x[0];
11     if (y >= 0 && y < 0.035)
12         F_PROFILE(f, thread, position)= 876;
13     else if (y >= 0.035 && y < 0.054)
14         F_PROFILE(f, thread, position)= -30105.26*y+1929.68;
15     else
16         F_PROFILE(f, thread, position)= 304;
17 }
18 end_f_loop(f, thread)
19 }

```

UDF para o perfil de temperatura da lateral do deslocador sem radiação.

```

1 DEFINE_PROFILE(desl025_x_temp, thread, position)
2 {
3 real b[ND_ND]; /* this will hold the position vector */
4 real a;
5 real d;
6 real t;
7 face_t f;
8
9 begin_f_loop(f, thread)
10 {
11 F_CENTROID(b, f, thread);
12 t = CURRENT_TIME;
13 a = b[0];
14 d = (0.020*cos((((0.25)*3.1415/180)/(6.87478*pow(10,-5))*t)
15         +(3.1415/2))+pow(pow(0.0615,2)-pow(0.020,2)*pow(sin((((0.25)
16         *3.1415/180)/(6.87478*pow(10,-5))*t)+(3.1415/2)),2),0.5)-0.0311);
17     if (a < d)
18         F_PROFILE(f, thread, position)= 576.61;
19     else if(a >= d && a <= 0.063+d)
20         F_PROFILE(f, thread, position)= -3112,28*(a-d)+576.61;
21     else
22         F_PROFILE(f, thread, position)= 380.5;
23 }
24 end_f_loop(f, thread)}

```

Função para a implementação do perfil de temperatura com a inclusão do modelo de radiação DO.

```

1 DEFINE_PROFILE(desl025_x_temp, thread, position)
2 {
3 real b[ND_ND]; /* this will hold the position vector */
4 real a;
5 real d;
6 real t;
7 face_t f;
8
9 begin_f_loop(f, thread)
10 {
11 F_CENTROID(b, f, thread);
12 t = CURRENT_TIME;
13 a = b[0];
14 d = (0.020*cos(((0.25)*3.1415/180)/(6.87478*pow(10,-5))*t)
      +(3.1415/2))+pow(pow(0.0615,2)-pow(0.020,2)*pow(sin(((0.25)
      *3.1415/180)/(6.87478*pow(10,-5))*t)+(3.1415/2)),2),0.5)-0.0311);
15     if (a < d)
16         F_PROFILE(f, thread, position)= 708.81;
17     else if(a >= d && a <= 0.063+d)
18         F_PROFILE(f, thread, position)= -5065.13*(a-d)+708.81;
19     else
20         F_PROFILE(f, thread, position)= 389.70;
21 }
22 end_f_loop(f, thread)
23 }

```

Figura A.1: Câmara de compressão.

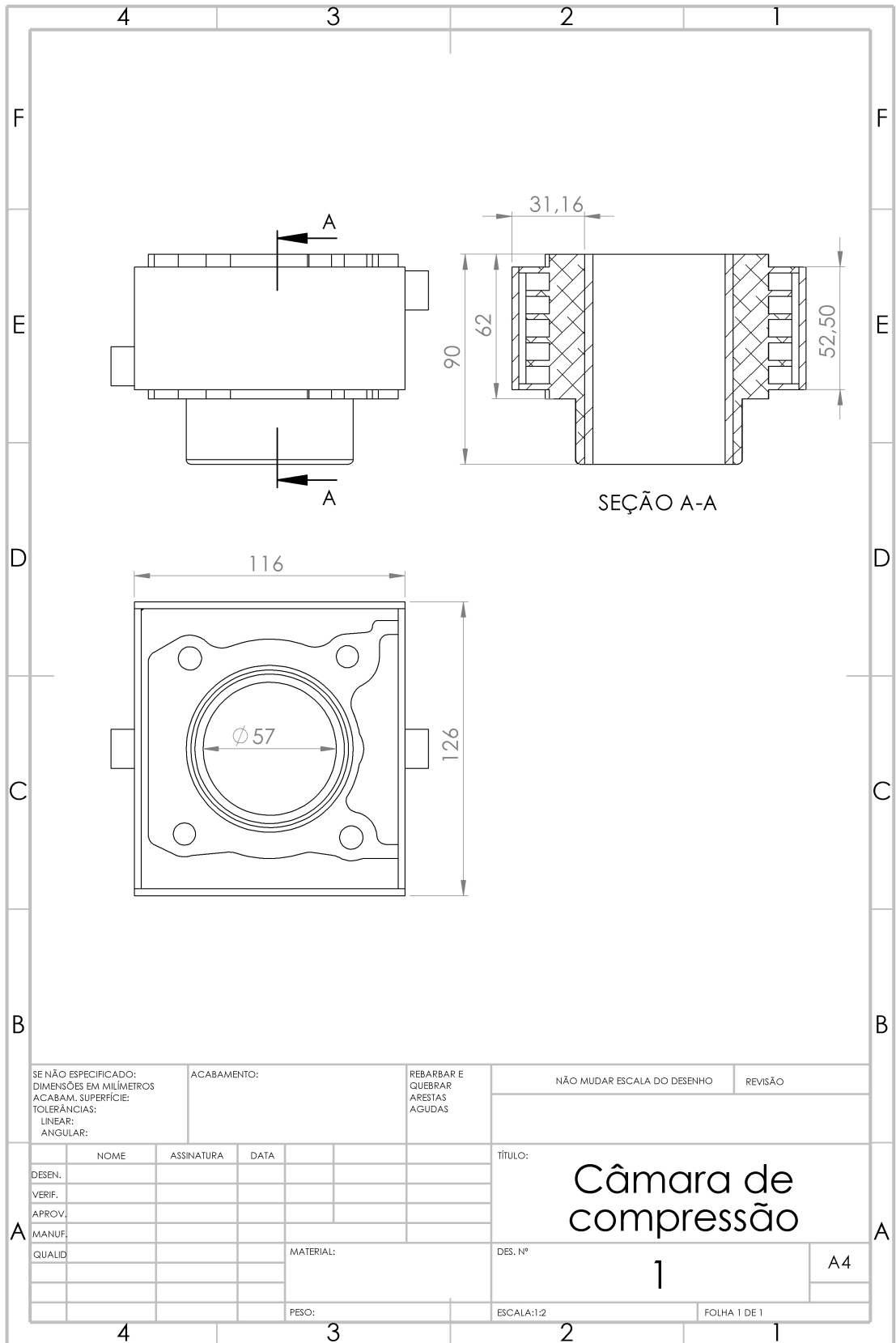


Figura A.2: Câmara de expansão.

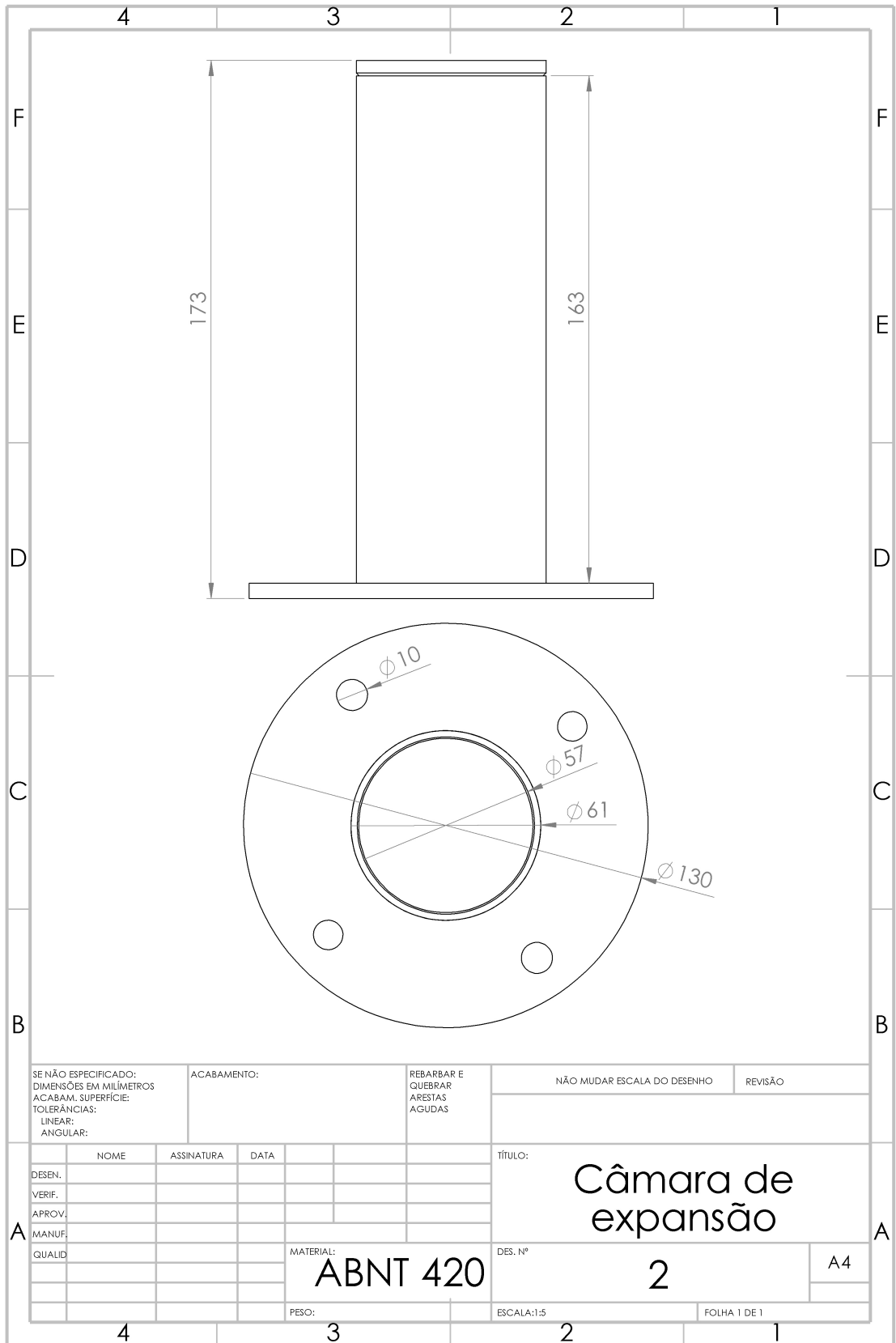


Figura A.3: Bielas de potência e deslocamento.

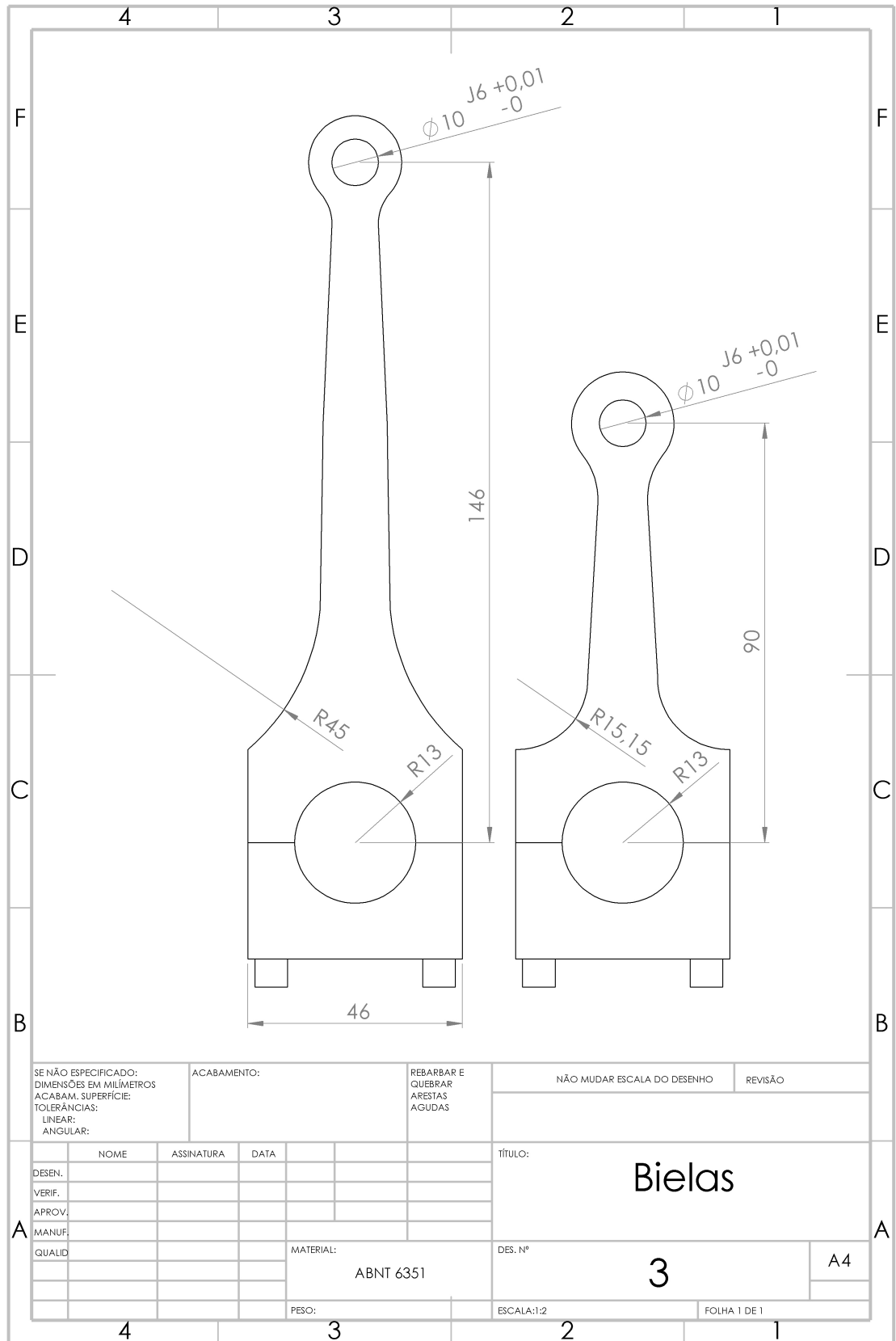


Figura A.4: Casquilhos.

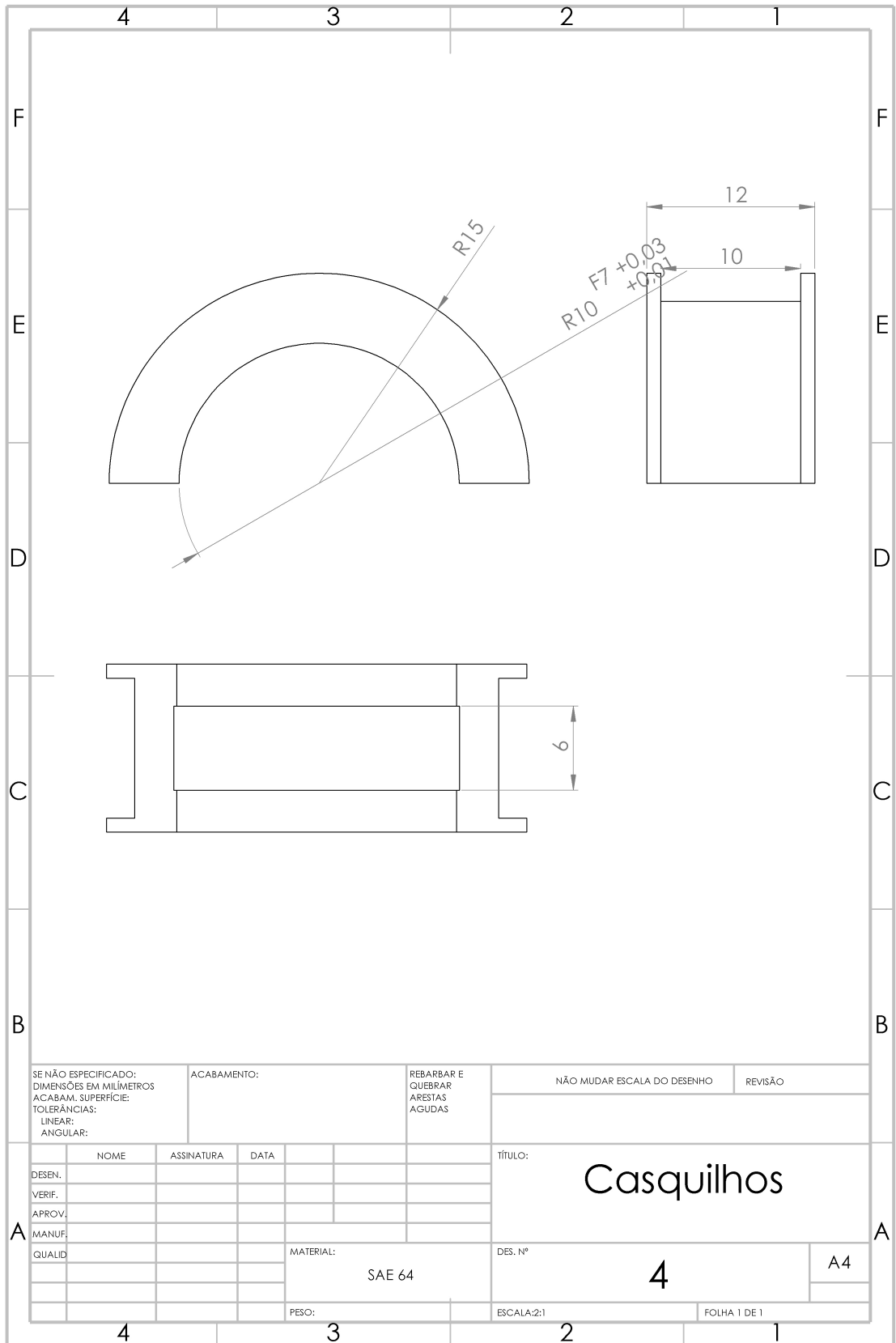


Figura A.5: Pistão deslocador.

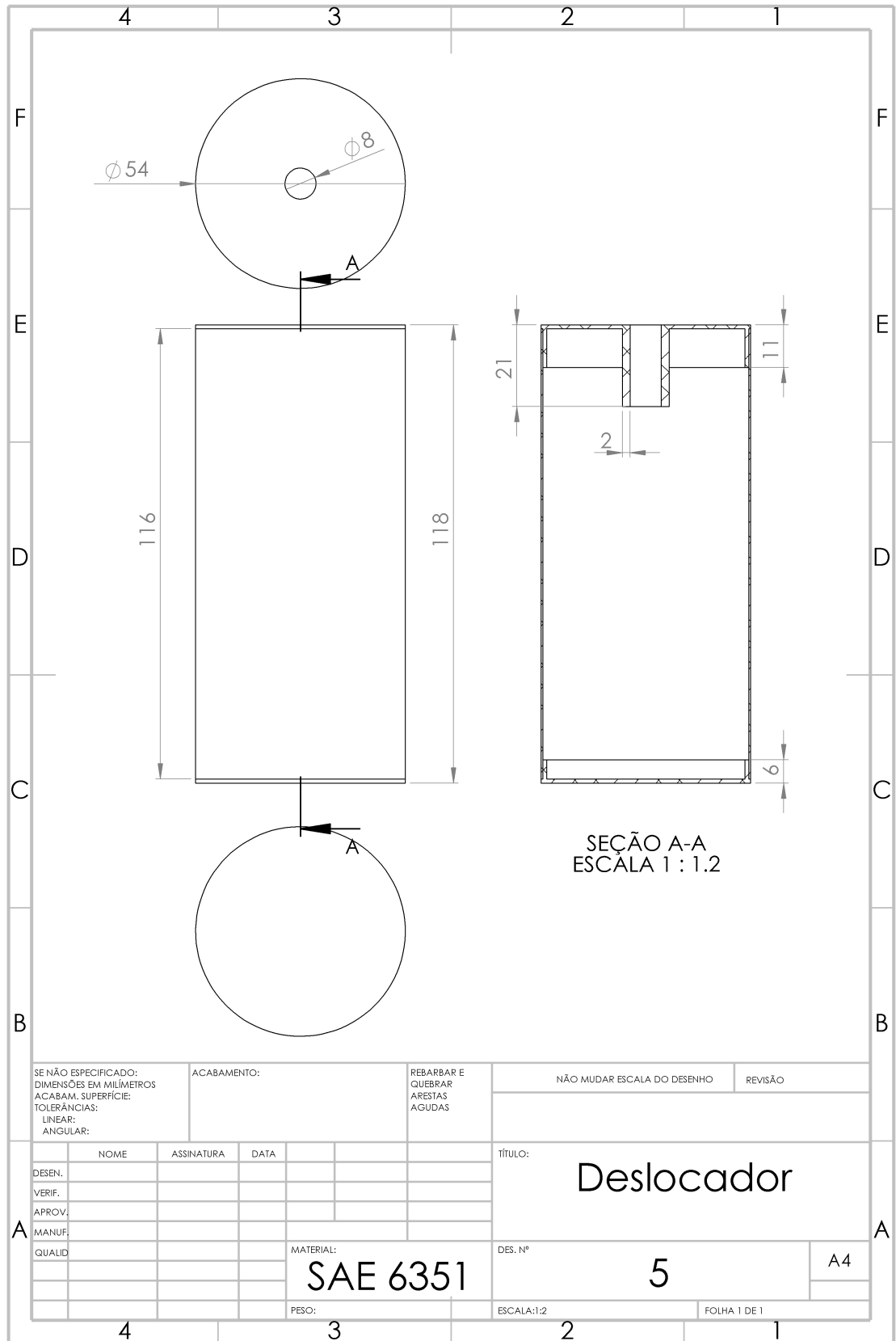




Figura A.6: Pistão de potência.

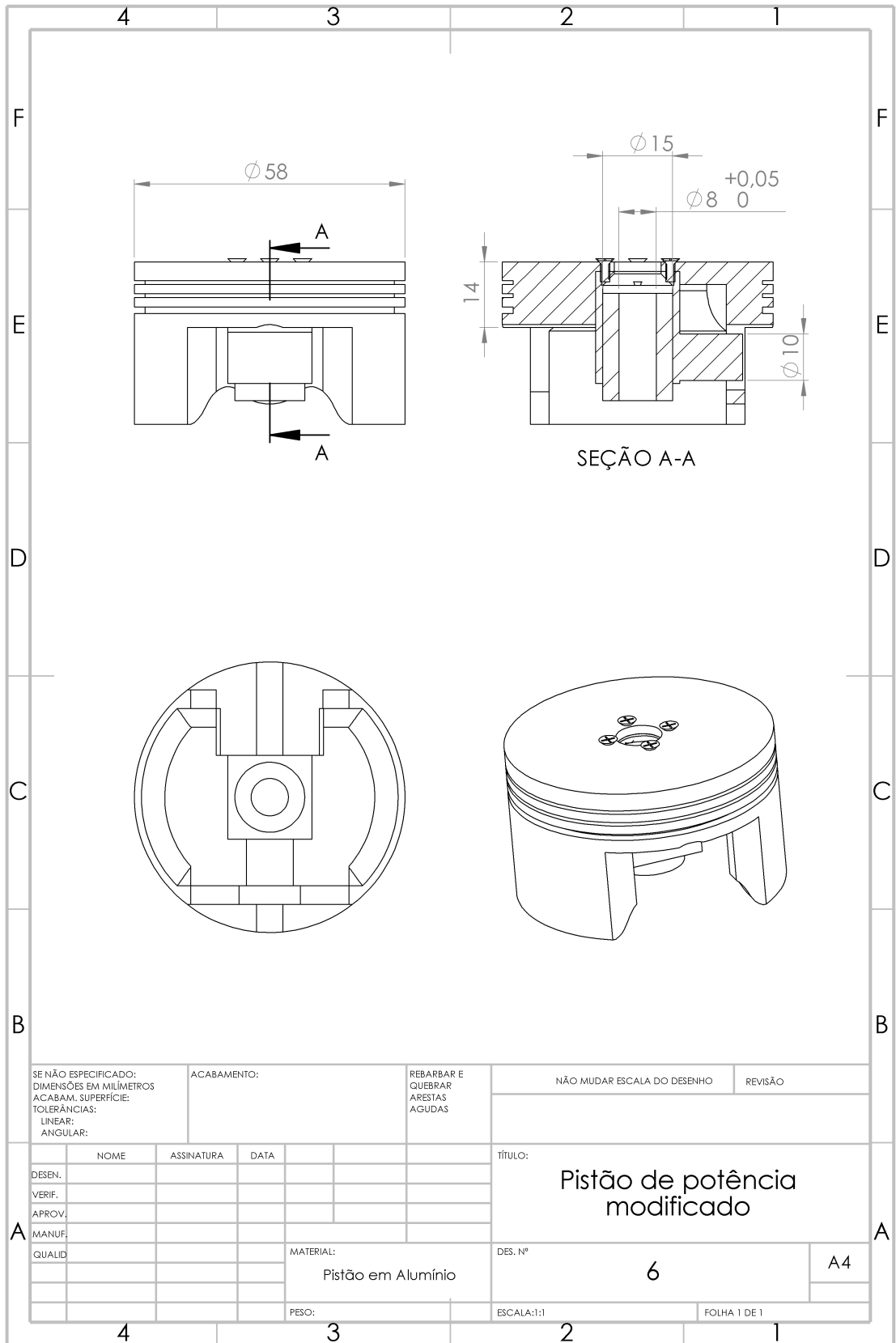


Figura A.7: Árvore de manivelas.

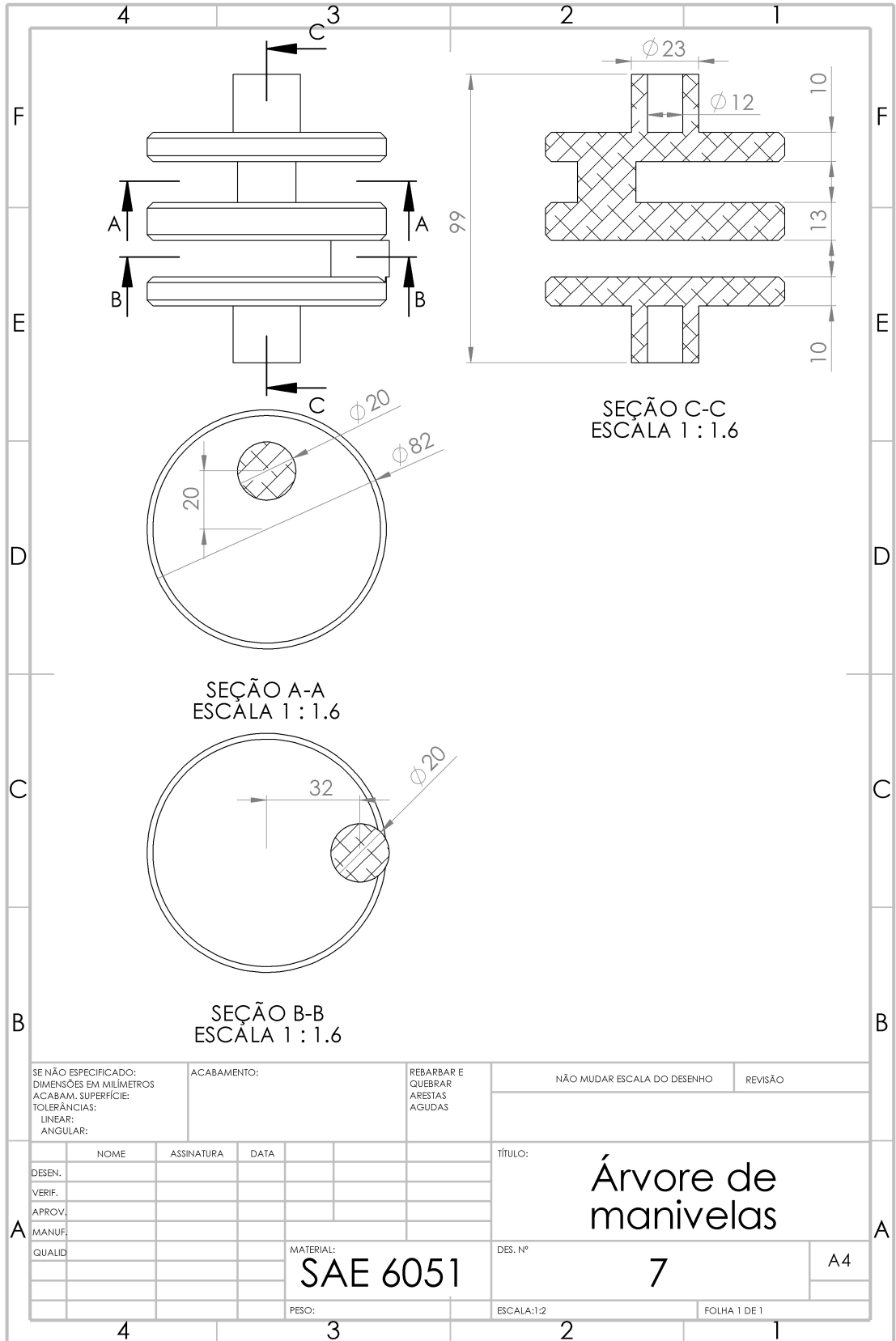


Figura A.8: Mancais de apoio para o selo mecânico.

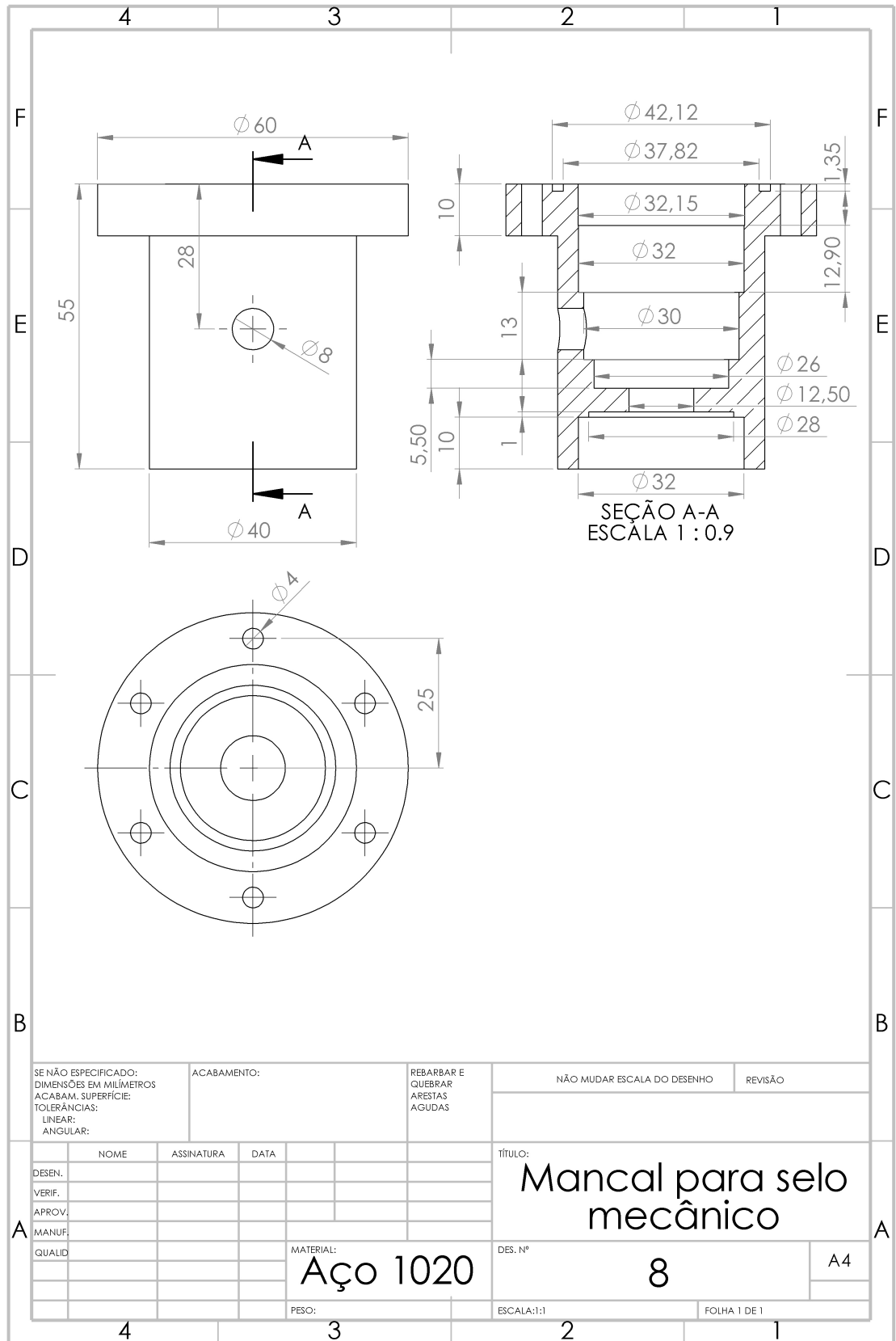


Figura A.9: Volante de inércia.

