

**Modelagem Numérica dos
Trocadores de Calor de
Máquina Stirling**

ANDRÉ RAVANELLI DOS REIS VIANA

**PROJETO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

FACULDADE DE TECNOLOGIA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**MODELAGEM NUMÉRICA
DOS TROCADORES DE
CALOR DE MÁQUINA
STIRLING**

ANDRÉ RAVANELLI DOS REIS VIANA

**Orientador: PROF. DR. CARLOS ALBERTO GURGEL VERAS,
ENM/UNB**

PROJETO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**PUBLICAÇÃO ENM.PG - XXX/AAAA
BRASÍLIA-DF, 26 DE SETEMBRO DE 2022.**

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**MODELAGEM NUMÉRICA
DOS TROCADORES DE
CALOR DE MÁQUINA
STIRLING**

ANDRÉ RAVANELLI DOS REIS VIANA

PROJETO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDO AO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA FACULDADE DE TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA, COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

APROVADA POR:

Prof. Dr. Carlos Alberto Gurgel Veras
Orientador

Prof. Dr. Edgar Amaral Silveira,
ENM/UnB
Examinador interno

Prof. Dra. Marcela Rodrigues Machado,
ENM/UnB
Examinador interno

BRASÍLIA, 26 DE SETEMBRO DE 2022.

FICHA CATALOGRÁFICA

ANDRÉ RAVANELLI DOS REIS VIANA

MODELAGEM NUMÉRICA DOS TROCADORES DE CALOR DE MÁQUINA STIRLING

AAAAXv, 147p., 201x297 mm

(ENM/FT/UnB, Engenheiro Mecânico, Engenharia Mecânica, AAAA)

Projeto de Graduação - Universidade de Brasília

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

ANDRÉ RAVANELLI DOS REIS VIANA(2022) MODELAGEM NUMÉRICA DOS TROCADORES DE CALOR DE MÁQUINA STIRLING. Projeto de Graduação em Engenharia Mecânica, Publicação xxx/AAAA, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 147p.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: ANDRÉ RAVANELLI DOS REIS VIANA

TÍTULO: MODELAGEM NUMÉRICA DOS

TROCADORES DE CALOR DE MÁQUINA STIRLING

GRAU: Engenheiro Mecânico ANO: 2022

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias deste projeto de graduação e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor se reserva a outros direitos de publicação e nenhuma parte deste projeto de graduação pode ser reproduzida sem a autorização por escrito do autor.

ANDRÉ RAVANELLI DOS REIS VIANA

andrevianareis@gmail.com

Agradecimentos

Gostaria de agradecer primeiramente a Deus.

Agradeço à minha família pelo apoio em toda a minha jornada acadêmica.

Agradeço a todos os meus professores, por ter me guiado em toda a minha formação acadêmica.

E agradeço aos meus amigos, que de alguma forma contribuíram comigo nesses anos de estudo.

Resumo

O avanço do aquecimento global fez a sociedade buscar cada vez mais motores mais eficientes e menos poluentes. Devido à elevada eficiência do motor Stirling e a sua grande versatilidade no que se refere à fonte de energia do motor, ele se tornou uma ótima alternativa aos motores mais difundidos atualmente, como os motores de combustão interna. Porém, quando o pesquisador inicia um estudo acerca de máquinas Stirling, se depara com modelos numéricos, principalmente modelos de terceira ordem, onde se faz necessário saber algumas características dos trocadores de calor da máquina. Assim, esse trabalho busca auxiliar os modelos numéricos de máquina Stirling, apresentando ferramentas para se analisar e determinar propriedades dos trocadores de calor de máquina Stirling, visto que em muitos estudos, essas propriedades são simplesmente arbitradas ou estimadas, comprometendo os resultados do modelo. Será feito um estudo do aquecedor e do resfriador de motores Stirling, analisando a influência das temperaturas de entrada e saída de seus fluidos nas suas principais propriedades. Além disso, será feita uma análise da influência do regenerador e da sua efetividade no ciclo Stirling.

Abstract

The advance of the global warming made de society seek more and more engines more efficient and less pollutant. Due to the efficiency of the Stirling engine and its huge versatility regarding energy resource, it became a good alternative to the most widespread engines like the internal combustion engines. But, when the researcher starts a study about Stirling engines, faces numerical models, especially third order models, where it is necessary to know some characteristics of the machine's heat exchangers. Thus, this work seeks help Stirling machine's numerical models, presenting tools to analyze and determine properties of Stirling engines' heat exchangers, since in many studies these properties are simply arbitrated or estimated, compromising the results of the model. It will be done a study of the heater and cooler of Stirling engines, analyzing the influence of the inlet and outlet temperature of its fluids in the most important properties of the heat exchangers. In addition it will be done an analysis of the influence of the regenerator and its effectiveness in the Stirling cycle.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	Estado da Arte.....	4
1.2	Objetivos.....	5
2	MOTOR STIRLING.....	6
2.1	Ciclo Stirling Ideal.....	6
2.2	Motor Stirling Real.....	8
2.3	Perfil de Temperaturas em Ciclos Stirling.....	14
2.4	Modelagem Numérica de Ciclos Stirling.....	16
3	TROCADORES DE CALOR DE CICLO STIRLING.....	19
3.1	Trocadores de Calor em Motores Stirling.....	19
3.2	Equacionamento Básico.....	24
3.3	Efetividade de um Regenerador.....	25
3.4	Influência do Fluido de Trabalho no Motor e nos Trocadores de Calor.....	28
3.5	Modelagem Numérica dos Trocadores de Calor.....	29
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	37
4.1	Solução Considerando Regenerador Ideal.....	41
4.2	Solução Considerando Regenerador Real.....	42
4.3	Análise do Regenerador.....	45
5	CONCLUSÃO.....	47
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	48
	ANEXO 1.....	50
	ANEXO 2.....	51
	ANEXO 3.....	52

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Robert Stirling.....	1
Figura 2: Diagrama T-S e P-V dos Ciclos de Carnot, Stirling e Ericsson.....	2
Figura 3: Diagrama P-V Ciclo Stirling.....	6
Figura 4: Diagrama T-S Ciclo Stirling.....	7
Figura 5: Esquema Motor Stirling Alfa.....	9
Figura 6: Diagrama P-V (a) e T-S (b) Típico de motor Stirling Alfa.....	10
Figura 7: Volume (a) e Massa (b) x Posição do Virabrequim.....	11
Figura 8: Esquema Motor Stirling Beta.....	12
Figura 9: Esquema Motor Stirling Gama.....	13
Figura 10: Diagrama P-V (a) e T-S (b) Típico de Motor Stirling Beta e Gama Real.....	13
Figura 11: Perfil de Temperatura Modelo Isotérmico.....	14
Figura 12: Perfil de Temperatura Modelo Adiabático.....	15
Figura 13: Perfil de Temperatura Modelo de Andersen.....	16
Figura 14: Malha Escalonada de Volumes de Controle.....	17
Figura 15: Ilustração de um Ciclo se Aproximando de um Estado de Equilíbrio.....	18
Figura 16: Componentes Básicos de um Motor Stirling.....	20
Figura 17: Trocador de Calor com Escoamento Paralelo.....	20
Figura 18: Trocador de Calor com Escoamento Contracorrente.....	20
Figura 19: Trocador de Calor com Escoamento Cruzado.....	21
Figura 20: Perfil de Temperatura em um Trocador de Calor com Escoamento Paralelo (a) e Contracorrente (b).....	21
Figura 21: Trocador de Calor de Placas.....	22
Figura 22: Trocador de Calor Casco e Tubo.....	22
Figura 23: Trocador de Calor de Tubo Aletado.....	23
Figura 24: Regenerador de Esferas.....	23
Figura 25: Perfil de Temperatura de um Regenerador Real.....	26
Figura 26: Eficiência Térmica x Temperatura da Fonte Quente para Regeneradores com Diferentes Efetividades.....	27

Figura 27: Entrada de Calor no Sistema x Temperatura da Fonte Quente para Regeneradores com Diferentes Efetividades.....	27
Figura 28: Eficiência Térmica x Temperatura da Fonte Quente para Diferentes Fluidos de Trabalho.....	28
Figura 29: Entrada de Calor no Sistema x Temperatura da Fonte Quente para Diferentes Fluidos de Trabalho.....	29
Figura 30: Diagrama Trocador de Calor Escoamento Contracorrente.....	30
Figura 31: Diagrama Trocador de Calor Escoamento Paralelo.....	32
Figura 32: Diagrama Fator de Correção “F”.....	33
Figura 33: Diagrama Simplificado de um Aquecedor.....	37
Figura 34: Diagrama Simplificado de um Resfriador.....	37
Figura 35: Esquema Motor Stirling GENOA03.....	38

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Efetividade de Trocadores de Calor.....	35
Tabela 2: NTU de Trocadores de Calor.....	36
Tabela 3: Condições de Operação Motor GENOA03.....	39
Tabela 4: Dados de Temperatura e Calor Trocado Obtidos por Garcia M. Et al.....	40
Tabela 5: Temperaturas nos Trocadores de Calor Considerando Regenerador Ideal.....	41
Tabela 6: Temperaturas nos Trocadores de Calor Considerando Regenerador Real.....	42

NOMENCLATURA

A	Área de troca de calor [m^2]
c_p	Calor específico a pressão constante [J/kg.K]
c_v	Calor específico a volume constante [J/kg.K]
\dot{C}	Taxa de capacitância [W/K]
h_{conv}	Coefficiente de convecção [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$]
L	Comprimento do trocador de calor [m]
m	Massa [kg]
\dot{m}	Fluxo de massa [kg/s]
\dot{m}_C	Fluxo de massa do fluido frio no trocador de calor [kg/s]
\dot{m}_H	Fluxo de massa do fluido quente no trocador de calor [kg/s]
p	Pressão [Pa]
T	Temperatura [K]
T_k	Temperatura no resfriador [K]
T_h	Temperatura no aquecedor [K]
T_r	Temperatura no regenerador [K]
$T_{H,in}$	Temperatura de entrada do fluido quente no trocador de calor [K]
$T_{H,out}$	Temperatura de saída do fluido quente no trocador de calor [K]
$T_{C,in}$	Temperatura de entrada do fluido frio no trocador de calor [K]
$T_{C,out}$	Temperatura de saída do fluido frio no trocador de calor [K]
\dot{q}_{heater}	Taxa com que o aquecedor injeta calor no sistema [W]

\dot{q}_{cooler}	Taxa com que o resfriador retira calor do sistema [W]
\dot{q}_R	Taxa com que calor é trocado no regenerador
Q_R	Calor trocado pelo regenerador para modelo ideal [J]
Q_S	Calor trocado pelo trocador de calor para variar a temperatura do fluido [J]
UA	Condutância [W/K]
V	Volume [m ³]
$\Delta T_{lm,cf}$	Diferença logarítmica de temperatura para escoamento contracorrente
ε	Efetividade
η	Eficiência
ω	Velocidade de rotação do motor [rpm]

Capítulo 1

Introdução

Criado em 1816 por Robert Stirling (Figura 1), o motor Stirling, foi desenvolvido para substituir os motores a vapor das locomotivas da época. Trabalhando sob alta pressão, os motores a vapor tinham um grande risco de causar acidentes de grandes proporções. Segundo Puig e Neto (2002), do ponto de vista teórico, o Ciclo de Carnot, o Ciclo Stirling e o Ciclo Ericsson (Figura 2) são os ciclos de potência mais eficientes já criados. Porém, o ciclo de Carnot tem a grande desvantagem de necessitar de motores de proporções muito grandes para alcançar uma potência razoável.

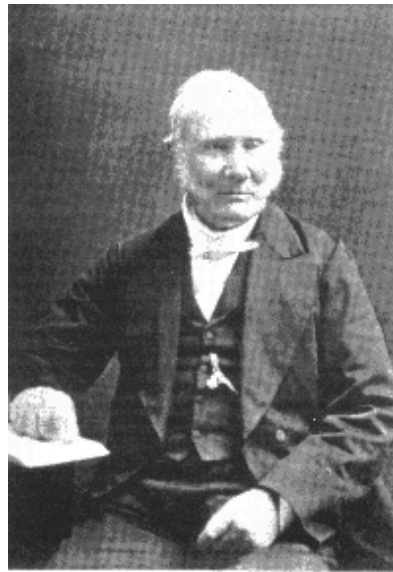


Figura 1: Robert Stirling Fonte: Stirling... (2002)

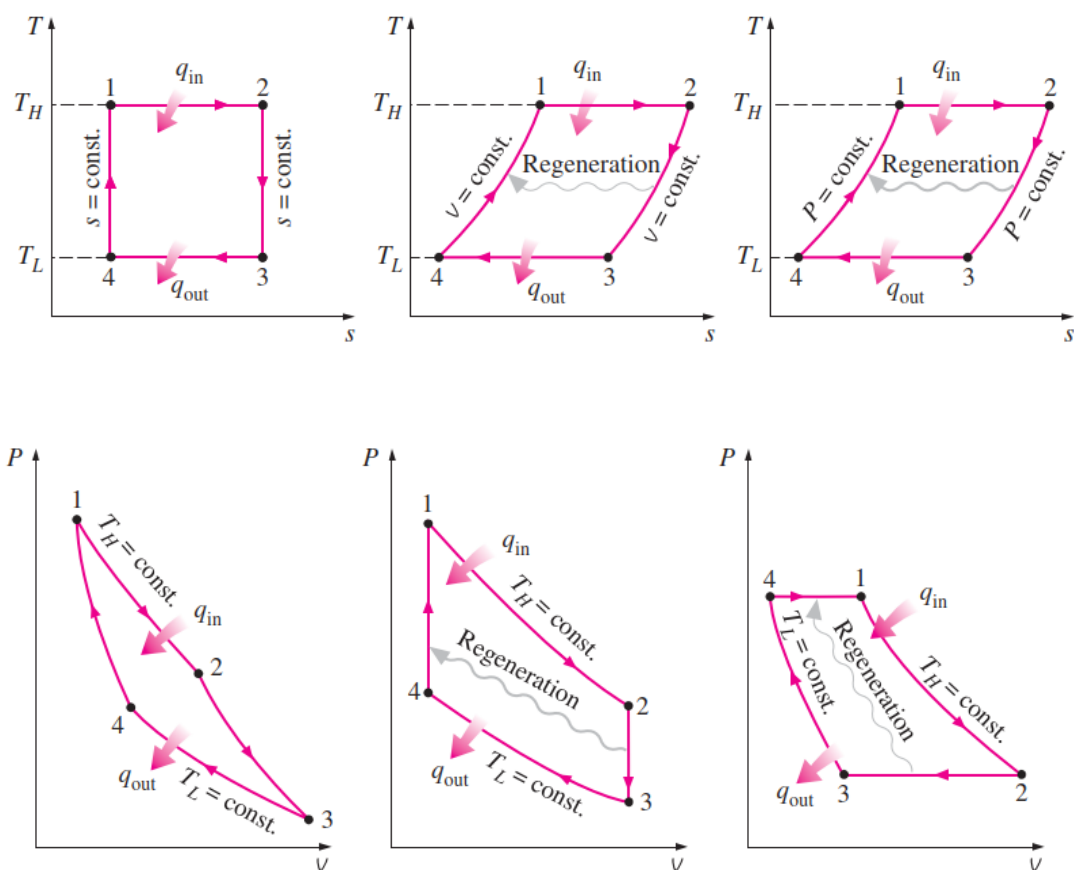


Figura 2: Diagrama T-s e P-V dos Ciclos de Carnot, Stirling e Ericsson Fonte: Çengel (2012)

O ciclo de Carnot é um ciclo idealizado, composto inteiramente por processos internamente reversíveis e representa a máxima eficiência que uma máquina térmica pode possuir trabalhando entre uma fonte de calor e um sumidouro. Esse ciclo é composto por quatro processos, sendo eles: expansão isotérmica reversível, expansão adiabática reversível, compressão isotérmica reversível e compressão adiabática reversível.

Tanto na expansão isotérmica reversível (1→2), como na compressão isotérmica reversível (3→4), os trabalhos realizados pelo gás e sobre o gás, respectivamente, devem ocorrer lentamente, garantindo que a temperatura do gás permaneça constante. Isso ocorre, pois à medida que o gás sofre uma alteração de volume, sua temperatura altera uma quantidade infinitesimal dT e então o gás troca calor com o reservatório/sumidouro. Como essa troca de calor ocorre com uma diferença de temperatura infinitesimal, o processo é internamente reversível.

Nos processos de expansão adiabática (2→3) e compressão adiabática (4→1), o gás realiza trabalho e recebe trabalho, respectivamente, sem que haja troca de calor com o reservatório/sumidouro. Esse processo também ocorre lentamente, em quase equilíbrio, e sem atrito. Assim, podem ser considerados processos internamente reversíveis.

Tirando o fato de não existirem processos internamente reversíveis, a principal limitação de uma máquina operando segundo o ciclo de Carnot é a sua baixa potência específica. Como os processos devem ocorrer de maneira muito lenta, a potência líquida gerada pela máquina é muito baixa.

Segundo Çengel (2012), a máquina térmica hipotética de Carnot representa a máxima eficiência que uma máquina térmica qualquer pode possuir trabalhando entre uma fonte de calor e um sumidouro, e essa eficiência é dada pela Equação 1, sendo Q_F e Q_Q as quantidades de calor rejeitado para o sumidouro e recebido da fonte quente respectivamente.

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_F}{Q_Q} \quad (1)$$

Para o caso específico de uma máquina operando segundo o ciclo de Carnot, a sua eficiência pode também ser calculada pela Equação 2, sendo T_F e T_Q as temperaturas do sumidouro e da fonte quente respectivamente.

$$\eta_t = 1 - \frac{T_F}{T_Q} \quad (2)$$

Sabe-se que a energia gerada por um ciclo de potência é dado pela área do seu diagrama P-V ou T-S. Assim, pela Figura 2 nota-se que comparado ao Ciclo de Carnot, o Ciclo Stirling e o Ciclo Ericsson tem uma capacidade maior de gerar potência operando nos mesmos limites de pressão e volume. Isso explica o grande potencial que o Motor Stirling possui para gerar potência mecânica, podendo ser, em certas aplicações, uma boa alternativa para outros motores como motores de combustão interna ou motores de ciclo Brayton.

Do ponto de vista econômico, o motor Stirling tem a vantagem de ter uma grande versatilidade na escolha da fonte de calor. Pelo fato de a sua combustão ser externa, as mais variadas fontes de calor podem ser usadas para fornecer energia para essa máquina térmica, desde a queima de combustíveis fósseis como gasolina, queima de combustíveis sustentáveis como óleo de cozinha usado ou matéria orgânica descartada, ou até mesmo fontes de calor alternativas como radiação solar. Essa versatilidade permite que se possa escolher a fonte de calor economicamente mais viável no momento, e à medida que o valor desses combustíveis oscilem no mercado, diferentes fontes de energia podem ser selecionadas sem alterar significativamente o funcionamento da máquina.

1.1 Estado da Arte

Com os problemas ambientais e de escassez energéticas vividas pelo planeta atualmente, o motor Stirling pode ser uma boa solução para esses problemas, devido à sua alta eficiência. Além disso, sua versatilidade de operação favorece a busca por diferentes fontes de energia que atendam às demandas ambientais e socioeconômicas da atualidade, como por exemplo, fontes de energia mais sustentáveis e menos poluente. Sua versatilidade permite também que sua fonte de energia seja alterada caso esteja passando por um período de escassez.

Devido a essa capacidade de operar recebendo calor dos mais variados tipos de fontes de energia, o motor Stirling vem sendo constantemente estudado com o objetivo de reaproveitar energias que seriam descartadas por usinas e motores. Exemplo disso é o motor Stirling beta desenvolvido pela Yammar, como um regenerador de calor de gases de escape de motores de combustão interna, como mostrado por Kitazaki et al (2017). Portanto, esse motor aproveita uma fonte de energia térmica que seria desperdiçada (gases de escape de motores), para produzir energia elétrica com zero emissão de gases poluentes.

Outro exemplo de motor Stirling na atualidade são os motores da companhia Swedish Stirling, que reaproveitam gases residuais de indústrias para a geração de energia elétrica com emissão zero, reduzindo também os custos da indústria. Segundo Swedish Stirling (2022), essa tecnologia da empresa pode reduzir o volume de compra de energia elétrica de uma rede elétrica em até 15%. Esses e outros motores Stirling disponíveis hoje no mercado mostram que essa tecnologia possui um grande potencial para produzir energia elétrica limpa e de forma eficiente. Assim, com o desenvolvimento tecnológico, o motor Stirling ainda pode ser aprimorado, sua eficiência mecânica melhorada e seus campos de aplicação ampliados.

Realizando uma pesquisa na base de dados da *Web of Science (Clarivate Analytics)* com o termo *Stirling Engine*, resulta em 2.623 artigos, mostrando que há um grande número de pesquisas na área. Porém, ao fazer uma pesquisa por artigos que possuam as palavras-chave *Stirling Engine* e *Heat Exchanger*, resulta em apenas 288 artigos, sendo que muitos deles não abordam especificamente os trocadores de calor. Dessa pesquisa conclui-se que há uma ausência de códigos e pesquisas dedicados ao projeto de motor Stirling, particularmente no que se refere aos trocadores de calor: fornecimento de energia, regeneração e rejeição de energia.

Em muitos dos artigos que abordam modelos numéricos dedicados ao projeto de motores Stirling, a abordagem dos trocadores de calor se mostrou pouco aprofundada. No trabalho de Garcia Et al (2018), para a análise dos trocadores de calor, levou-se em conta apenas a temperatura do fluido de trabalho no interior do trocador de calor e a temperatura da parede do trocador de calor. A partir dessas duas temperaturas, se aplicou a equação da

transferência de calor por convecção.

No trabalho de Martaj e Rochelle (2013), a análise dos trocadores de calor foi também simplificada. Foi considerado um coeficiente convectivo $h_{\text{conv}} = 900\text{W/m}^2 \text{K}$ constante para todos os trocadores de calor. A partir desse coeficiente, foram feitas as análises de transferência de calor nos trocadores de calor. Essas análises simplificadas dos trocadores de calor podem prejudicar muito os resultados dos modelos numéricos utilizados, fazendo-se necessária uma análise mais aprofundada dos trocadores de calor para obter resultados mais consistentes.

1.2 Objetivos

O presente trabalho objetiva modelar numericamente os diferentes trocadores de calor que compoem a máquina térmicas, no apoio à análise teórica que se baseia em modelos de terceira ordem de um ciclo Stirling. Dada a complexidade dos modelos transientes de terceira ordem, o presente trabalho abordará apenas os trocadores de calor, analisados de forma independente. Assim, o objetivo principal é apresentar um modelo numérico dos trocadores de calor de uma máquina Stirling.

Os objetivos específicos do trabalho são:

- Avaliar as temperaturas de entrada e saída em trocadores de calor
- Analizar a influência de um regenerador no ciclo Stirling, bem como a influência da sua efetividade no ciclo.
- Desenvolver um método para determinação da condutância UA de trocadores de calor.
- Avaliar a influência das temperaturas de entrada e saída nos trocadores de calor, na sua condutância.

Capítulo 2

Motor Stirling

2.1 Ciclo Stirling Ideal

O ciclo Stirling ideal é definido por Çengel (2012) como um ciclo de potência a gás composto por quatro processos internamente reversíveis, sendo eles: expansão à temperatura constante com fornecimento de calor da fonte externa (1→2); regeneração à volume constante com transferência de calor interna do fluido de trabalho para o regenerador (2→3); compressão à temperatura constante com rejeição de calor para o sumidouro (3→4) e regeneração à volume constante com transferência de calor interna do regenerador para o fluido de trabalho (4→1). O diagrama P-V e T-S do ciclo Stirling ideal são representados pelas figuras 11 e 12 respectivamente.

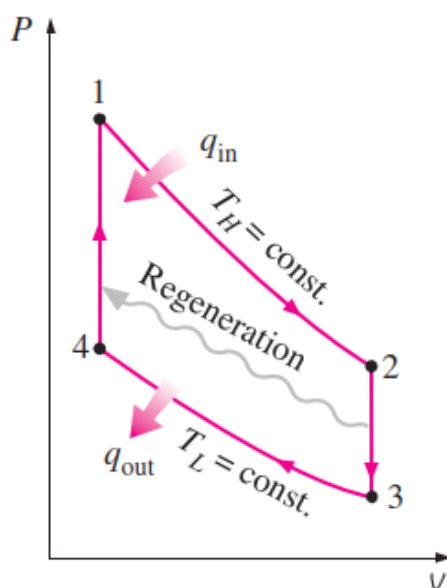


Figura 3: Diagrama P-V Ciclo Stirling Fonte: Çengel (2012)

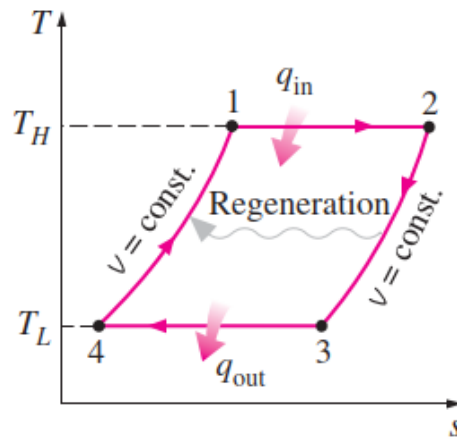


Figura 4: Diagrama T-S Ciclo Stirling Fonte: Çengel (2012)

Uma máquina térmica operando segundo o ciclo Stirling é considerado um motor de combustão externa, e segundo Neto (2002), possui eficiência semelhante ao de uma máquina de Carnot. Isso ocorre, pois assim como no ciclo de Carnot, no ciclo Stirling há processos de expansão e compressão à temperatura constante, onde os trabalhos realizados pelo gás e sobre o gás ocorrem lentamente. Isso garante que as trocas de calor ocorram com uma diferença de temperatura infinitesimal, constituindo um processo internamente reversível.

Para que as trocas de calor ocorram sempre à temperatura constante, o ciclo Stirling possui um dispositivo chamado regenerador, onde o gás troca calor à volume constante. Puig (2002) afirma que a troca de calor no regenerador perfeito ocorre de tal maneira que a temperatura em uma extremidade do regenerador é igual à temperatura da fonte de calor e a temperatura da outra extremidade do regenerador é igual à temperatura do sumidouro.

O regenerador nada mais é que um dispositivo que armazena energia temporariamente, e as trocas de calor entre o regenerador e o gás devem ocorrer lentamente com uma diferença infinitesimal de temperatura, garantindo a reversibilidade do processo. O regenerador tem também a função de igualar a temperatura do gás com as temperaturas da fonte de calor e do sumidouro, o que permite que os processos de expansão e compressão ocorram à temperatura constante.

2.2 Motor Stirling Real

Atualmente os motores Stirling são encontrados em três principais configurações: α , β e γ . E dentre essas configurações, Khanjanpour (2021) diz que podem ser divididos em High Temperature Differential (HTD), Moderate Temperature Differential (MTD) e Low Temperature Differential (LTD), separando os motores entre alta, moderada e baixa diferença de temperatura entre as fontes, respectivamente. Como proposto pela Equação 2, da eficiência de Carnot, os motores HTD possuem uma maior eficiência, seguido dos motores MTD e por último os motores LTD.

Os motores Stirling possuem três trocadores de calor, sendo eles um aquecedor, um resfriador e um regenerador. Seu principal ponto positivo é a alta eficiência, podendo ser considerada uma das máquinas térmicas com a mesma eficiência de Carnot. Além disso, esses motores possuem um funcionamento silencioso, e segundo Çengel (2012), o fato de ser um motor de combustão externa faz com que diferentes fontes possam ser usadas para fornecer energia ao motor, desde caldeiras queimando carvão ou combustíveis derivados de petróleo, até fontes de energia renovável como o sol. Como a combustão desses motores ocorre externamente, é possível ter um maior controle da queima, garantindo que ela ocorra da forma mais completa e eficiente possível, emitindo assim, baixos níveis de CO, NO_x e HC.

Entretanto, dois principais fatores limitam sua utilização no cotidiano, sendo eles a baixa potência específica quando comparado com motores de combustão interna, por exemplo, e a necessidade de atingir uma temperatura de trabalho para iniciar a operação, fazendo com que a aplicação desses motores em carros, por exemplo, não seja interessante, visto que esperar o motor atingir a temperatura de trabalho para poder andar com o carro, além de um longo tempo de resposta após uma alteração da posição do acelerador, não o torna prático para uso cotidiano.

Motor Stirling Alfa:

O motor Stirling alfa (Figura 5) é composto por dois cilindros, sendo um quente e um frio, contendo um pistão cada, que estão ligados por um eixo virabrequim e se encontram defasados de um ângulo α de 90° (o pistão quente está adiantado em relação ao pistão frio). O cilindro quente está localizado próximo a um trocador de calor a alta temperatura (aquecedor) e representa o espaço em que o fluido de trabalho irá realizar a etapa de expansão do ciclo. Por outro lado, o cilindro frio está localizado próximo a um trocador de calor a baixa temperatura (resfriador) e representa o espaço em que o fluido de trabalho irá sofrer a etapa de compressão.

O fluido de trabalho circula entre esses dois cilindros durante o ciclo, e no caminho entre um cilindro e outro, passa pelo regenerador para receber calor, quando sai do cilindro frio em direção ao cilindro quente, ou entregar calor, quando sai do cilindro quente em direção ao cilindro frio.

Comparado às outras duas configurações de motores Stirling, Urieli (1984) afirma que a configuração alfa possui as vantagens de ter uma concepção mais simples e possuir uma maior potência específica. Por outro lado, possui a desvantagem de ambos os pistões necessitarem estar muito bem selados do ambiente externo para não perder eficiência.

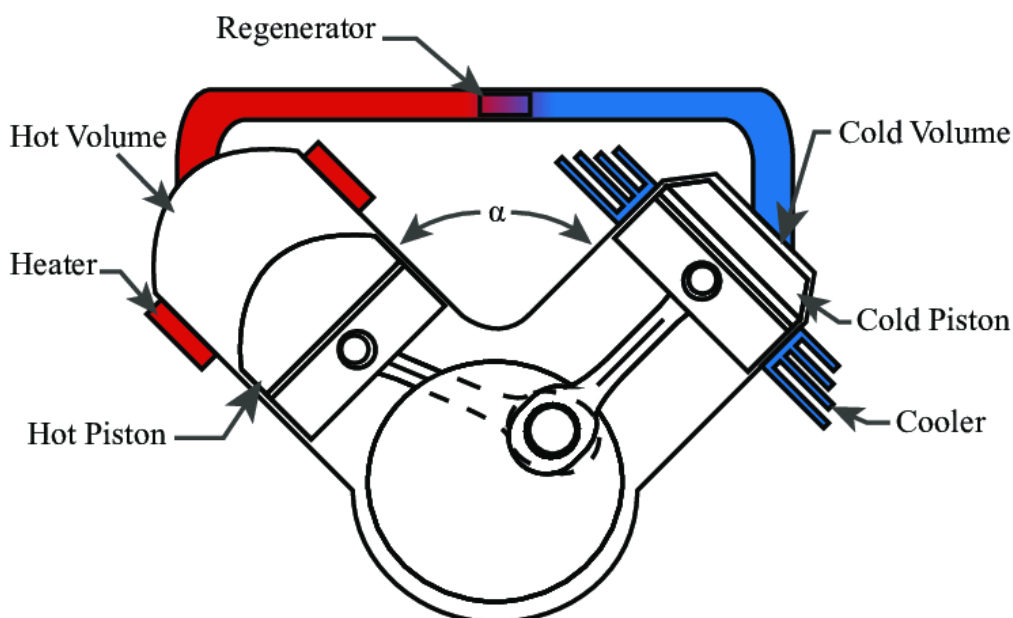


Figura 5: Esquema Motor Stirling Alfa Fonte: Ranieri, Prado e MacDonald (2018)

Entretanto, diferente do comportamento que se espera de motor Stirling ideal, como mostrado nas figuras 11 e 12, Ranieri (2018) afirma que devido ao movimento senoidal do motor real, ele apresenta um comportamento diferente, como mostrado na Figura 6, possuindo uma eficiência aproximadamente 27,1% menor quando comparado a um ciclo real.

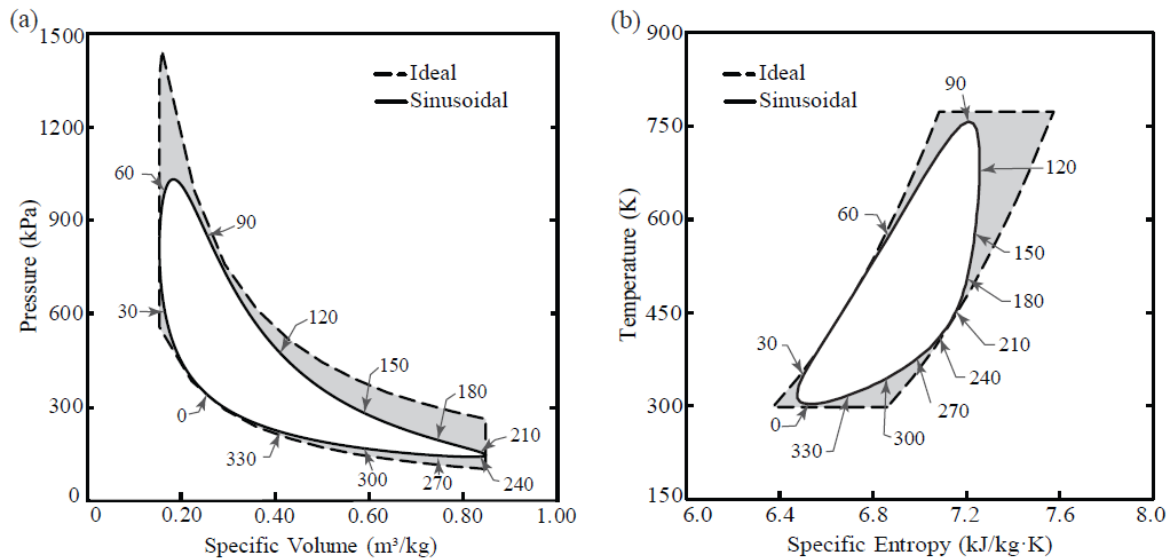


Figura 6: Diagrama P-V (a) e T-S (b) típico de motor Stirling alfa real Fonte: Ranieri (2018)

Como visto anteriormente, o trabalho realizado pelo ciclo de potência é dado pela área do diagrama P-V ou do diagrama T-S. Com isso, fica claro que a eficiência do ciclo real é consideravelmente inferior à eficiência do ciclo ideal.

Ranieri (2018) afirma que devido ao movimento senoidal do motor, durante o processo de expansão e compressão, nem todo o fluido de trabalho se encontra na câmara de expansão e compressão respectivamente, como é considerado no modelo ideal teórico. Isso pode ser observado claramente na Figura 7b. Além disso, analisando a Figura 7a, nota-se que o movimento senoidal do motor não permite que o processo de regeneração ocorra à volume constante, como previsto pelo modelo teórico ideal.

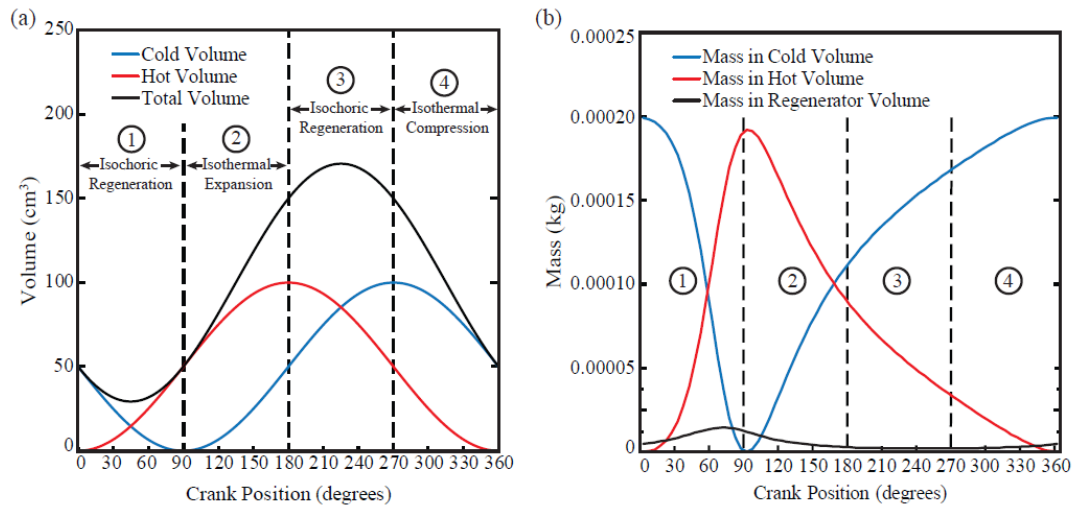


Figura 7a e 7b: Volume (a) e Massa (b) x Posição do Virabrequim Fonte: Ranieri (2018)

Motor Stirling Beta:

Diferentemente do motor Stirling alfa, o motor Stirling beta (Figura 8) possui apenas um pistão de potência, porém, possui um deslocador responsável por transferir o fluido de trabalho entre os três trocadores de calor: aquecedor, regenerador e resfriador.

O pistão de potência e o deslocador se encontram no mesmo cilindro e estão ligados por um eixo virabrequim. O pistão de potência está localizado no lado frio do cilindro, enquanto que o deslocador se desloca tanto pelo lado frio do cilindro, como pelo lado quente do cilindro.

Essa configuração beta é a forma original da primeira patente do motor Stirling de Robert Stirling em 1816. Ela possui a vantagem de possuir uma eficiência e uma potência relativamente alta devido ao seu pequeno volume morto. Por outro lado, devido ao fato de a biela do deslocador passar por dentro do pistão de potência, sua construção é mais complexa.

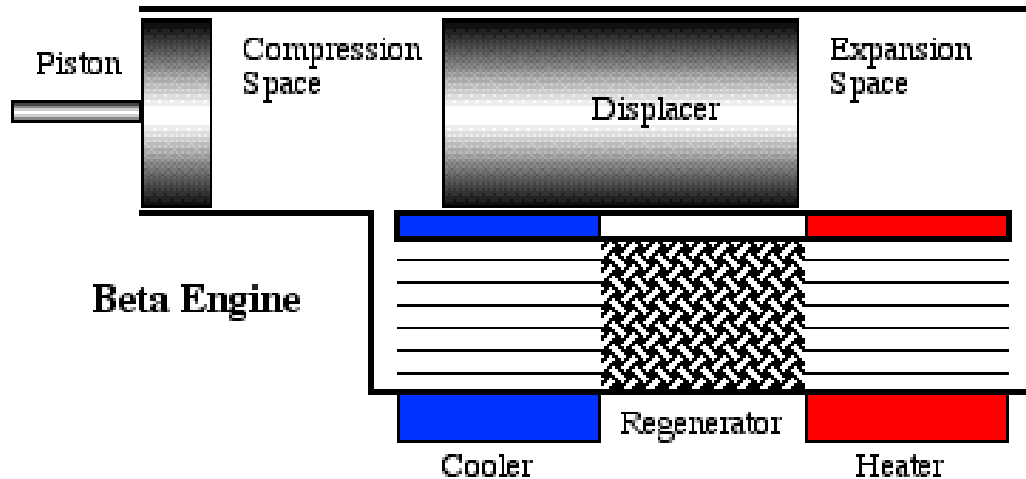


Figura 8: Esquema Motor Stirling Beta Fonte: Urieli (2020)

Motor Stirling Gama:

Assim como no motor Stirling beta, o motor Stirling gama (Figura 9) possui um pistão de potência e um deslocador ligados por um eixo virabrequim, porém, aqui eles não se encontram no mesmo cilindro. O pistão de potência se encontra no cilindro frio e o deslocador se encontra no cilindro quente.

Da mesma forma que as outras configurações, a configuração gama possui três trocadores de calor, um aquecedor, um regenerador e um resfriador. O deslocador é responsável por transferir o fluido de trabalho entre os três trocadores de calor.

A configuração gama possui a vantagem de ter uma maior eficiência mecânica comparado com as outras configurações. Porém, Urieli (1984) afirma que seu grande volume morto prejudica a sua potência específica.

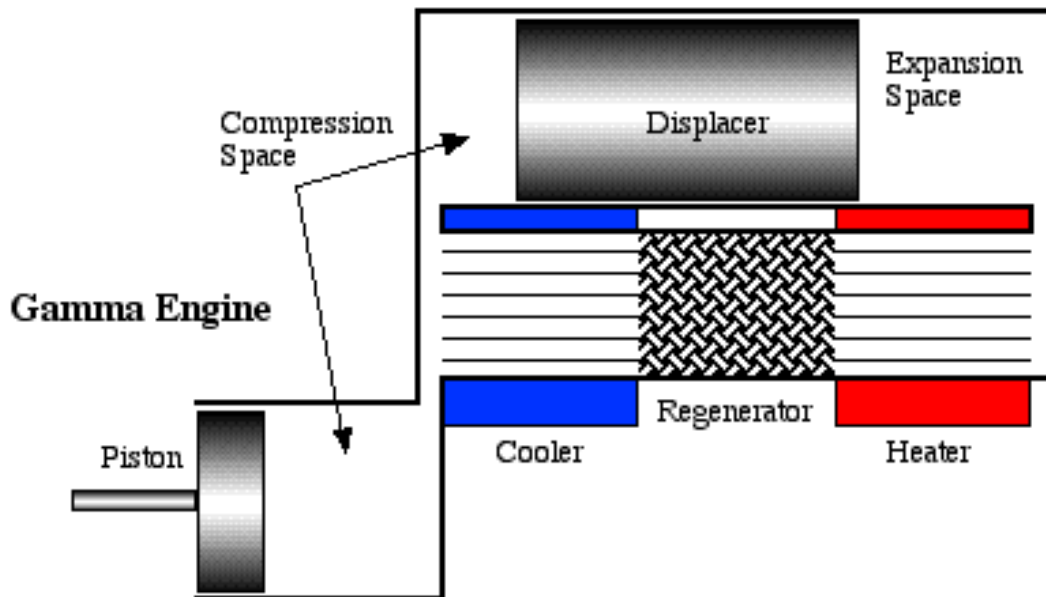


Figura 9: Esquema Motor Stirling Gama Fonte: Urieli (2020)

Assim como no motor Stirling Alfa, Ranieri (2018) afirma que os motores tipo Beta e Gama também tem seu comportamento alterado pelo movimento senoidal do motor, como pode ser visto na Figura 10. Porém, aqui sua eficiência diminui aproximadamente 25,7% quando comparado ao ciclo ideal teórico.

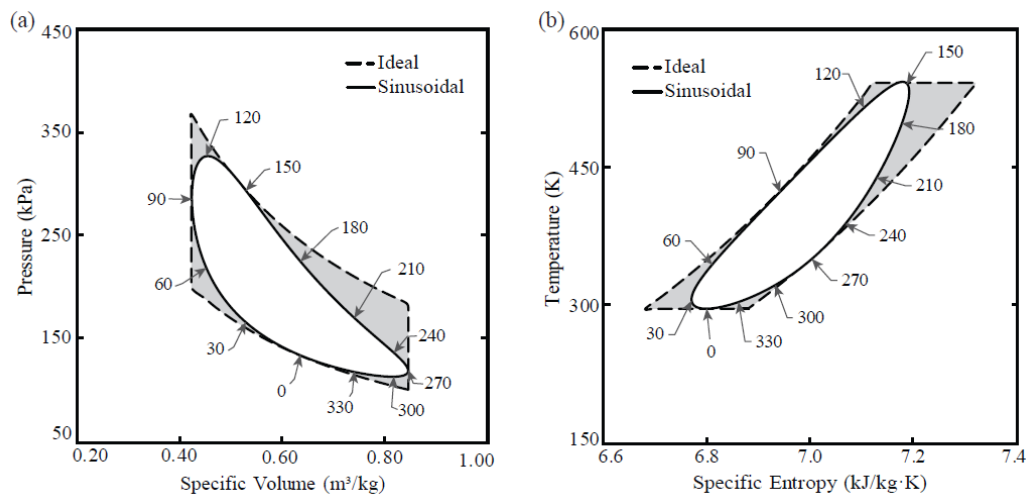


Figura 10: Diagrama P-V (a) e T-S (b) típico de motor Stirling beta e gama real Fonte: Ranieri (2018)

Observa-se que a perda de eficiência dos motores Beta e Gama, quando comparado ao modelo ideal, são menores que a perda de eficiência do motor Alfa. Isso comprova que essas duas aquiteturas possuem uma eficiência maior, como foi dito anteriormente.

2.3 Perfil de Temperaturas em Ciclos Stirling

Diversos modelos teóricos tentam determinar uma aproximação para o perfil de temperatura nos diversos componentes de uma máquina Stirling. Entender como o fluido de trabalho se comporta no interior do motor é de fundamental importância para se modelar seus componentes.

A diferença de temperatura (vizinhança/fluido) terá grande impacto no funcionamento e desempenho dos trocadores de calor. A diferença de temperatura entre o fluido de trabalho e seus respectivos sumidouro/fonte quente terá influência direta no gradiente de temperatura entre os dois meios, e conseqüentemente na efetividade do trocador de calor.

No livro “Stirling Cycle Engine Analysis” de Urieli e Berchowitz (1984) é apresentado um modelo numérico de segunda ordem, isotérmico, para análise do ciclo Stirling. As classificações dos modelos numéricos serão abordadas na seção 2.4. Esse é um modelo idealizado que, como seu nome sugere, considera que a temperatura nos trocadores de calor e nas câmaras de expansão e compressão permanece constante, como se pode ver na Figura 11. Além disso, o modelo considera também que ao longo de todo o regenerador a temperatura assume um valor constante T_r .

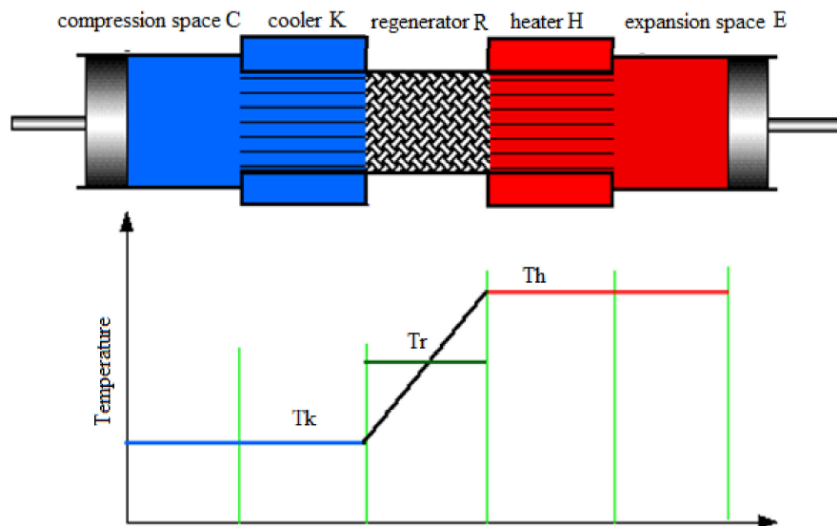


Figura 11: Perfil de Temperatura Modelo Isotérmico Fonte: Urieli (1984)

Analisando a Figura 11 fica bem nítida a fragilidade do modelo uma vez que se nota uma grande descontinuidade no perfil de temperatura entre o regenerador e os trocadores de calor. Quando o fluido sai do resfriador e entra no regenerador, salta instantaneamente de uma temperatura T_k para uma temperatura superior T_r . Da mesma forma, quando o fluido sai do regenerador e entra no aquecedor, salta instantaneamente de uma temperatura

T_r para uma temperatura T_h bem maior. Esse mesmo processo ocorre quando o fluido sai do aquecedor em direção ao resfriador. Esses saltos de temperatura são nitidamente impossíveis, sendo portanto, uma aproximação grosseira.

Outra aproximação feita pelo modelo é de que a temperatura nas câmaras de compressão e expansão permanece constante durante o ciclo. Essa aproximação tenta seguir o ciclo idealizado do motor Stirling, porém, não é uma boa aproximação para modelos reais, visto que os processos de compressão e expansão não ocorrem de maneira lenta (quase equilíbrio) como prevê o modelo teórico. Assim, com rápidas variações de pressão no interior do motor faz com que a temperatura do fluido oscile consideravelmente.

Também no livro “Stirling Cycle Engine Analysis” de Urieli e Berchowitz (1984), é apresentado o modelo adiabático (também de segunda ordem), que considera que a temperatura nos volumes de compressão e expansão não é constante, como previsto pelo modelo isotérmico e pelo modelo ideal teórico, corrigindo assim uma das falhas do modelo isotérmico. Esse modelo pode ser observado na Figura 12.

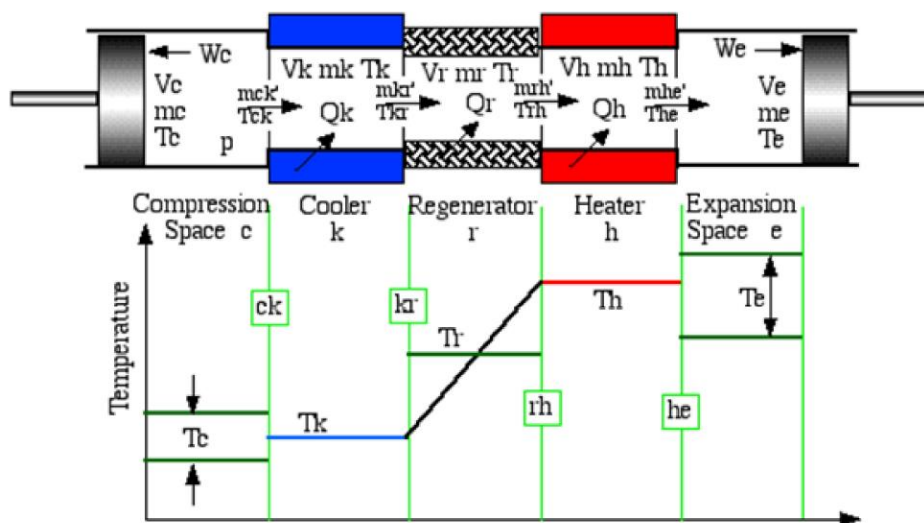


Figura 12: Perfil de Temperatura Modelo Adiabático Fonte: Urieli e Berchowitz (1984).

Entretanto, como se pode observar no gráfico da Figura 12, a temperatura no regenerador também é considerada constante, causando a mesma descontinuidade das temperaturas do modelo isotérmico, o que demonstra ainda que mesmo sendo superior ao modelo isotérmico, ainda possui grande fragilidade.

Essa descontinuidade pôde ser corrigida por Andersen (2006) em sua tese de doutorado. Em seu modelo de terceira ordem a temperatura no regenerador não é considerada constante, corrigindo o problema dos modelos anteriores, como pode ser observado pela Figura 13.

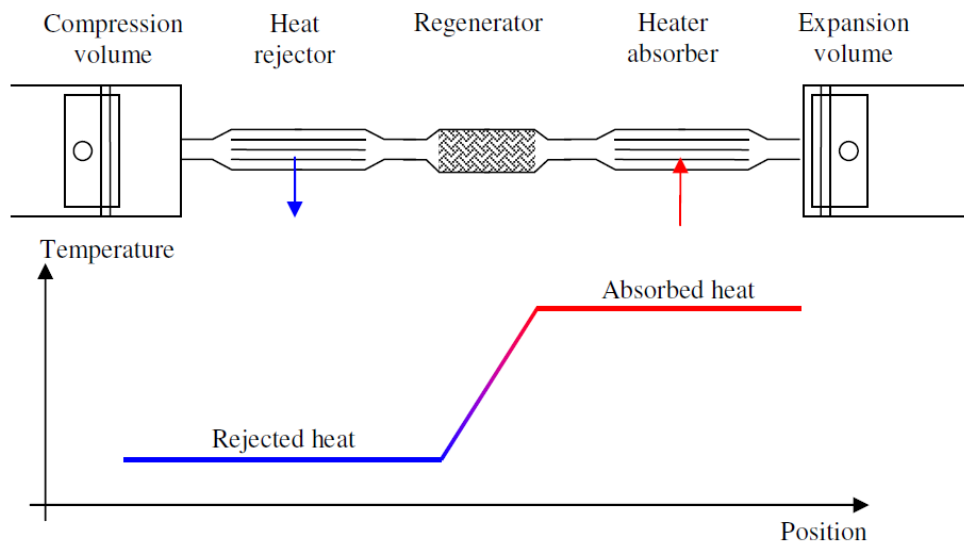


Figura 13: Perfil de Temperatura Modelo de Andersen Fonte: Andersen (2006)

Esse modelo, porém, considera que o regenerador possui uma efetividade de 100%, o que é impossível na prática. O conceito de efetividade de um regenerador será explicado no Capítulo 3.

2.4 Modelagem Numérica de Ciclos Stirling

Um esquema de classificação para modelos de motor Stirling foi introduzida por Martini (1978) no seu *Manual de Design para Motores Stirling*, e é dividida em modelos de primeira, segunda e terceira ordem.

Os modelos de primeira ordem consistem em um passo a passo teórico para desenvolver um modelo de um motor, ou ainda modelos para o cálculo de potência de um motor Stirling desconsiderando as perdas.

Os modelos de segunda ordem são baseados na análise de Schmidt e outras análises similares, em que é feita uma análise de um ciclo termodinâmico idealizado, retornando soluções fechadas. Diferentes formas de perdas são calculadas separadamente e usadas para corrigir os resultados da análise idealizada.

Os modelos de terceira ordem se baseiam em dividir o volume de trabalho do motor em um número de nós, e são resolvidas para cada nó, as equações de conservação de massa, energia e momento usando métodos numéricos.

Para uma aplicação em Motor Stirling, Andersen (2006) propôs um modelo de terceira ordem. Nesse modelo ele faz uma análise 1D do ciclo e divide o motor em cinco principais volumes de controle, sendo um volume de compressão, um rejeitador de calor, um

regenerador, um absorvedor de calor e um volume de expansão, como mostra a Figura 16, sendo que a rejeição de calor e a absorção de calor ocorrem à temperatura constante. O regenerador tem a função de aumentar a eficiência da máquina, pois diminui a entrada de calor necessária no absorvedor para gerar certa quantidade líquida de trabalho.

Para subdividir o ciclo, Anderesen utiliza uma formulação baseada em uma malha Euleriana de volumes de controle por ser relativamente fácil de entender e trabalhar, além de possibilitar uma maior facilidade em separar modelos de seus métodos numéricos, e pelas equações dos diferentes componentes serem fáceis de separar durante a implementação.

Para se determinar as propriedades do fluido nos volumes de controle, o autor da tese utilizou uma malha escalonada de volumes de controle, como mostrado na Figura 14. Essa malha escalonada é subdividida em duas malhas sobrepostas de volumes de controle. Na primeira malha se aplica as leis de conservação de massa e energia, enquanto que na segunda malha se aplica a lei de conservação do momento. Pressão e temperatura do fluido são as propriedades derivadas dos balanços de massa e energia para os volumes de controle delimitados pelas linhas sólidas, enquanto que a velocidade do fluido é derivada do balanço de conservação de momento para os volumes de controle delimitados pelas linhas tracejadas.

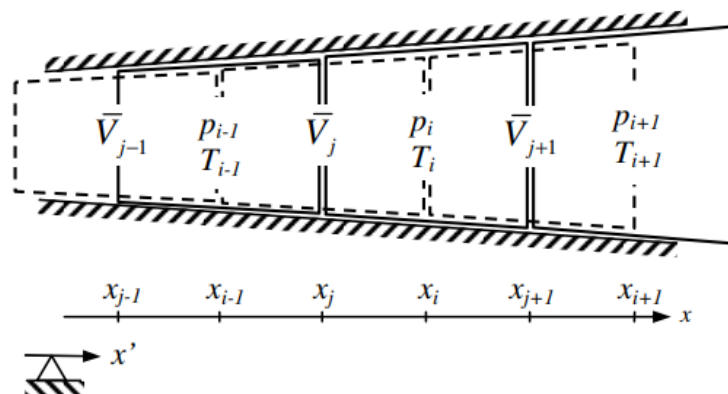


Figura 14: Malha Escalonada de Volumes de Controle Fonte: Andersen (2006)

O modelo desenvolvido por Andersen aborda um método de resolução como um problema de valor inicial e um método de resolução como problema com condições de contorno. Além disso, o modelo de Andersen pode ser utilizado para simular um ciclo repetidas vezes até se atingir uma condição de estabilidade, como mostra a Figura 15, mas isso demanda um grande esforço computacional, necessitando de um computador com alta capacidade de processamento. Assim, o presente trabalho se encarrega apenas de fazer uma análise dos trocadores de calor da máquina Stirling.

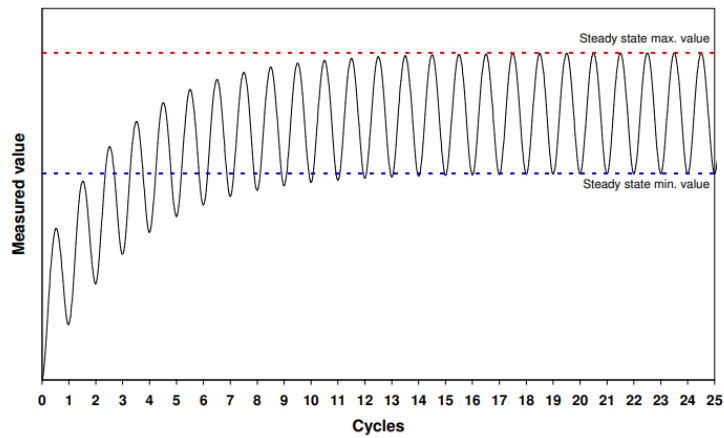


Figura 15: Ilustração de um Ciclo se Aproximando de um Estado de Equilíbrio Fonte: Andersen (2006)

Para fazer o balanço de energia no modelo de Andersen, é necessário saber de antemão a condutância UA de cada trocador de calor da máquina. Em muitas análises, esse valor é arbitrado ou considerado um valor típico de trocadores de calor, o que abre margem para erros consideráveis. Assim, o presente trabalho procura auxiliar na modelagem de máquinas Stirling, desenvolvendo um método para se obter um valor preciso para a condutância de cada um dos trocadores de calor.

Capítulo 3

Trocadores de Calor de Ciclo Stirling

Bargman (2014) define trocadores de calor como equipamentos que têm a função de realizar troca de calor entre dois ou mais fluidos que se encontram em diferentes temperaturas. É importante salientar que os fluidos que trocam calor entre si não se misturam, havendo uma parede sólida entre eles. Dentre suas principais aplicações, é possível citar os equipamentos de condicionamento de ar, em máquinas térmicas e no processamento químico.

3.1 Trocadores de Calor em Motor Stirling

Como visto na seção 2.1, o ciclo Stirling é dividido em quatro processos: expansão à temperatura constante com fornecimento de calor da fonte externa (1→2); regeneração à volume constante com transferência de calor interna do fluido de trabalho para o regenerador (2→3); compressão à temperatura constante com rejeição de calor para o sumidouro (3→4) e regeneração à volume constante com transferência de calor interna do regenerador para o fluido de trabalho (4→1).

Os elementos responsáveis por essas trocas de calor em cada etapa do ciclo são os trocadores de calor. Em (1→2) um trocador de calor será responsável pelo fornecimento de calor da fonte quente para o volume de expansão. Em (2→3) e (4→1), calor é roubado e devolvido, respectivamente, do fluido de trabalho por um regenerador. Já em (3→4) um terceiro trocador de calor rejeita calor do volume de compressão para um sumidouro. Esses três trocadores de calor estão representados na Figura 16.

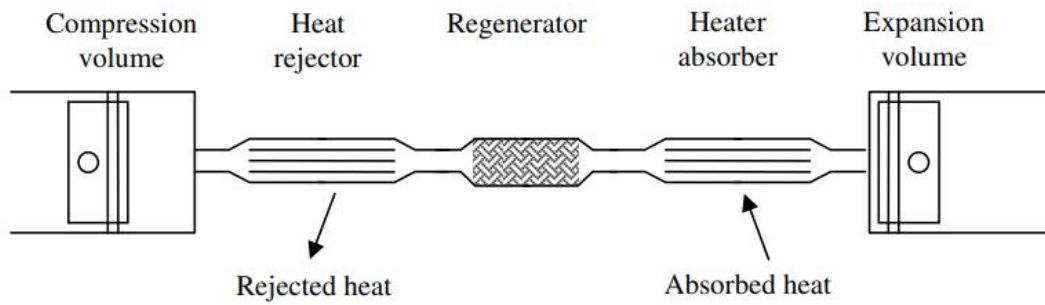


Figura 16: Componentes Básicos de um Motor Stirling Fonte: Andersen (2006)

Os trocadores de calor são tipicamente classificados segundo a configuração do escoamento e do tipo de construção. Nesta seção foram revisados trocadores com potencial para serem empregados em ciclo Stirling.

Pelo tipo de escoamento, Bergman (2014) classifica os trocadores de calor em: escoamento paralelo (Figura 17), em que os dois fluidos escoam paralelamente e no mesmo sentido, entrando pela mesma extremidade e deixando o equipamento também pela mesma extremidade; escoamento contracorrente (Figura 18), em que os fluidos escoam paralelamente, mas em sentidos opostos, entrando por extremidades opostas e deixando o equipamento também em extremidades opostas; escoamento cruzado (Figura 19), em que os fluidos escoam perpendicularmente entre si.

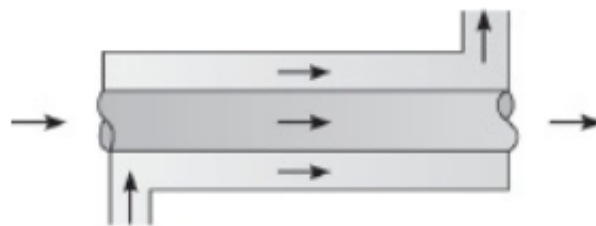


Figura 17: Trocador de Calor com Escoamento Paralelo Fonte: Bergman (2014)



Figura 18: Trocador de Calor com Escoamento Contracorrente Fonte: Bergman (2014)

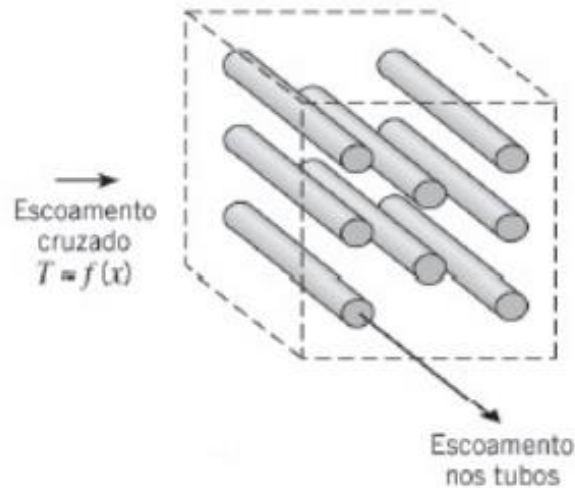


Figura 19: Trocador de Calor com Escoamento Cruzado Fonte: Bergman (2014)

Os perfis de temperatura em um trocador de calor com escoamento paralelo e com escoamento contracorrente são dados pela Figura 20a e 20b respectivamente.

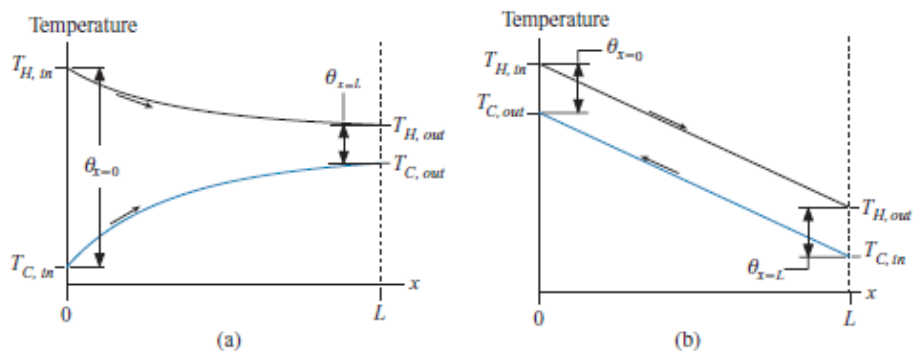


Figura 20: Perfil de Temperatura em um Trocador de Calor com Escoamento Paralelo (a) e Contracorrente (b) Fonte: Nellis e Klein (2009)

Pela configuração, Bergman (2014) classifica os trocadores de calor como do tipo placa ou tubular. O trocador de calor do tipo placa é normalmente construído com placas planas lisas ou com ondulações, e está representado pela Figura 21, e ele pode ou não ser aletado.

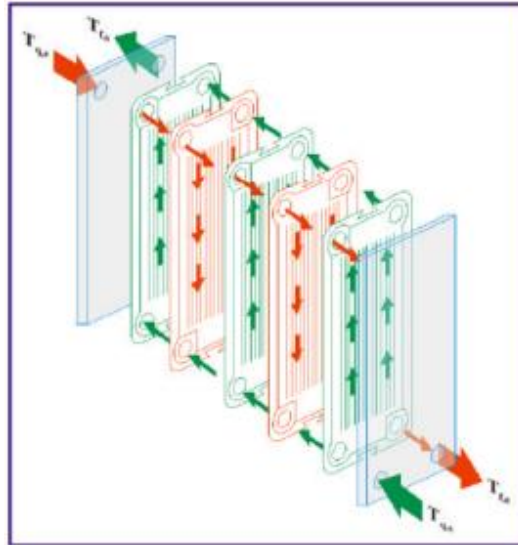


Figura 21: Trocador de Calor de Placas Fonte: Bohorquez (2014)

Os trocadores tubulares por sua vez, podem ser subdivididos em: trocador de casco e tubo (Figura 22), sendo constituído por uma carcaça e por tubos que passam por dentro da carcaça; trocador de calor de tubo duplo (Figura 17 e Figura 18), possuindo dois tubos concêntricos pelos quais os fluidos escoam; trocador de tubo aletado (Figura 23), constituído de tubos cercados por aletas.

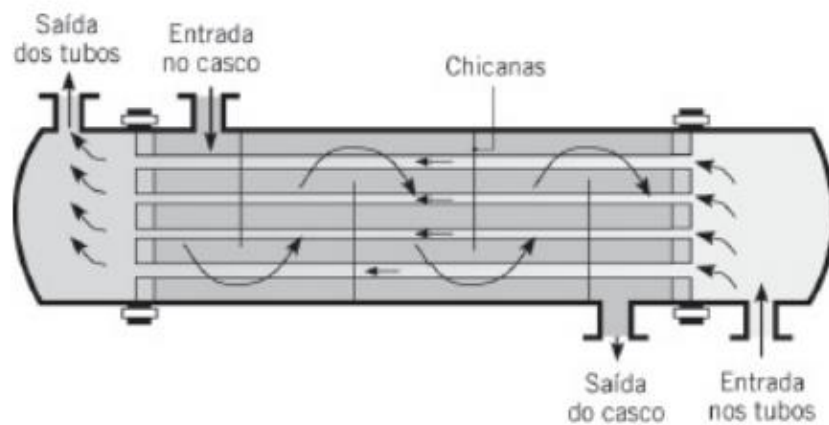


Figura 22: Trocador de Calor Casco e Tubo Fonte: Bergman (2014)

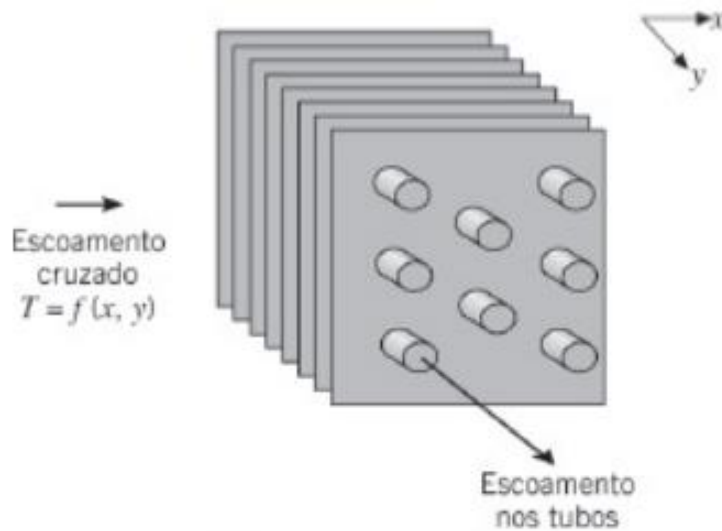


Figura 23: Trocador de Calor de Tubo Aletado Fonte: Bergman (2014)

Um tipo de trocador de calor menos usual, mas de fundamental importância para uma máquina Stirling é o regenerador (Figura 24). Segundo Connor (2019), regenerador é um tipo de trocador de calor em que calor de um fluido quente é intermitentemente armazenado, para ser posteriormente transferido a um fluido frio. Um regenerador possui apenas uma passagem de fluido por onde passam os fluidos quente e frio.

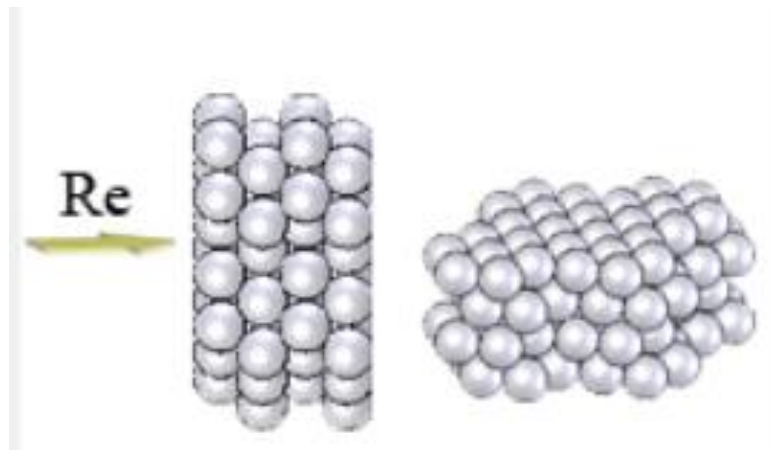


Figura 24: Regenerador de Esferas Fonte: EES

3.2 Equacionamento Básico

Para se projetar um trocador de calor, Bergman (2014) afirma que é fundamental que se saiba relacionar as principais propriedades associadas ao trocador de calor com a sua taxa de transferência de calor. O material e a geometria do trocador de calor, as temperaturas e as propriedades dos fluidos, as características do escoamento dos fluidos, dentre outros fatores, irão influenciar na taxa de transferência de calor em um trocador de calor.

Pelo balanço de energia em um trocador de calor, para o fluido de maior temperatura tem-se que:

$$\dot{q} = \dot{m} c_p (T_{H,in} - T_{H,out}) \quad (3)$$

Onde \dot{q} é o fluxo de calor, \dot{m} o fluxo mássico, c_p o calor específico e T a temperatura.

Analogamente, para o fluido de menor temperatura, tem-se que:

$$\dot{q} = \dot{m} c_p (T_{C,out} - T_{C,in}) \quad (4)$$

Pela primeira lei da termodinâmica, para um determinado instante de tempo em regime permanente, as equações 3 e 4 devem resultar em um mesmo valor.

Para se mensurar a capacidade de um trocador de calor em cumprir a sua tarefa de transferir calor entre fluidos, uma importante propriedade é o *coeficiente global de transferência de calor, ou condutância*. Esse coeficiente denotado por UA refere-se à capacidade de um trocador de calor de conduzir calor, ou seja, é uma medida da resistência térmica total à transferência de calor entre dois fluidos.

Para um trocador de calor não aletado e com superfícies limpas, o coeficiente global de transferência de calor é dado pela Equação 5.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(h_{conv}A)_K} + R_p + \frac{1}{(h_{conv}A)_H} \quad (5)$$

Em que h é o coeficiente convectivo, A é a área de troca de calor e R_p é a resistência condutiva na parede do trocador de calor.

Para um trocador de calor com superfície aletada, o coeficiente global de transferência de calor é dado pela Equação 6.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_0 \cdot h_{conv} \cdot A)_K} + R_p + \frac{1}{(\eta_0 \cdot h_{conv} \cdot A)_H} \quad (6)$$

Em que η_0 é a eficiência global da superfície em uma superfície aletada, e é definida pela Equação 7.

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_a}{A} (1 - \eta_a) \quad (7)$$

Onde A_a é a área superficial de todas as aletas e η_a é a eficiência de uma única aleta.

3.3 Efetividade de um Regenerador

Um regenerador pode ser definido como um dispositivo cíclico que durante uma metade do ciclo, o fluido de trabalho flui de um aquecedor em direção a um resfriador, passando pelo regenerador. Nesse movimento, o regenerador absorve calor do fluido. Posteriormente, o fluido de trabalho flui do resfriador em direção ao aquecedor, passando pelo regenerador que devolve calor para o fluido.

Urieli (1984) define a efetividade de um regenerador como a razão entre a quantidade de calor transferido pelo regenerador em um único movimento no ciclo, pela máxima mudança de entalpia teórica equivalente em um regenerador ideal.

Dessa definição, conclui-se que um regenerador real não consegue devolver ao fluido que sai do resfriador em direção ao aquecedor todo o calor absorvido pelo regenerador quando o fluido saiu anteriormente do aquecedor em direção ao resfriador. Dessa forma, a distribuição de temperatura no interior do regenerador assumirá um perfil como mostrado na Figura 25.

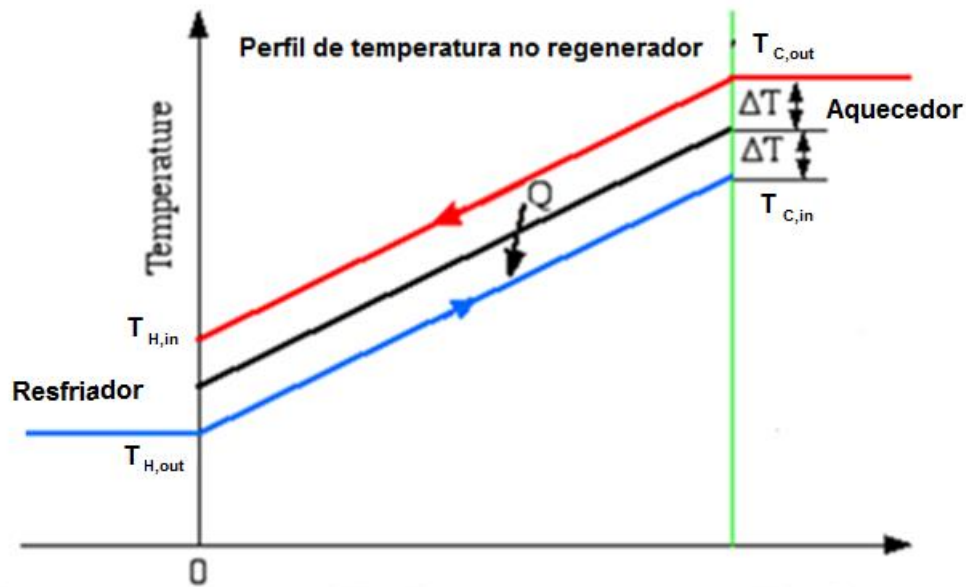


Figura 25: Perfil de Temperatura de um Regenerador Real Fonte: Urieli (1984)

Alternativamente, Urieli (1986) diz que a efetividade de um regenerador pode ser calculado pela Equação 8.

$$\varepsilon = \frac{(T_{C,out} - T_{H,in})}{(T_{C,out} - T_{H,out})} \quad (8)$$

Assim, conclui-se que parte do calor que deveria ser trocado entre o regenerador e o fluido, agora deverá ser trocado entre o fluido e os outros dois trocadores de calor. Isso reduz a eficiência do ciclo, pois antes, toda a energia fornecida pelos trocadores de calor era usada para gerar trabalho, agora, parte dessa energia é usada para aumentar a temperatura do fluido de $T_{C,in}$ para $T_{C,out}$, no caso do aquecedor, e parte dessa energia é usada para diminuir a temperatura do fluido de $T_{H,in}$ para $T_{H,out}$, no caso do resfriador.

Segundo Asnaghi (2012), quanto maior a efetividade do regenerador, maior a eficiência da máquina Stirling e menor a necessidade de se transferir calor da fonte quente para o sistema. Consequentemente, menor será o aquecedor exigido para funcionar o motor. Essa tendência pode ser observada nas Figuras 26 e 27.

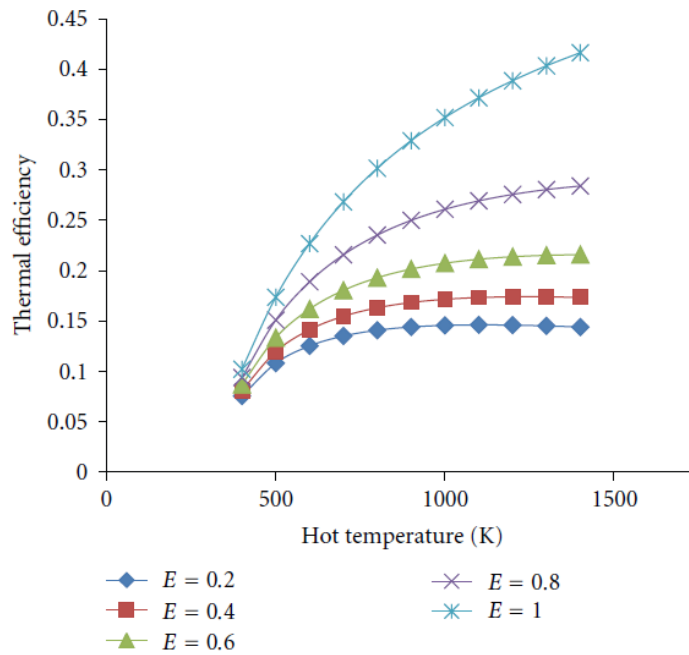


Figura 26: Eficiência Térmica x Temperatura da Fonte Quente para Regeneradores com Diferentes Efetividades Fonte: Asnaghi et al. (2012)

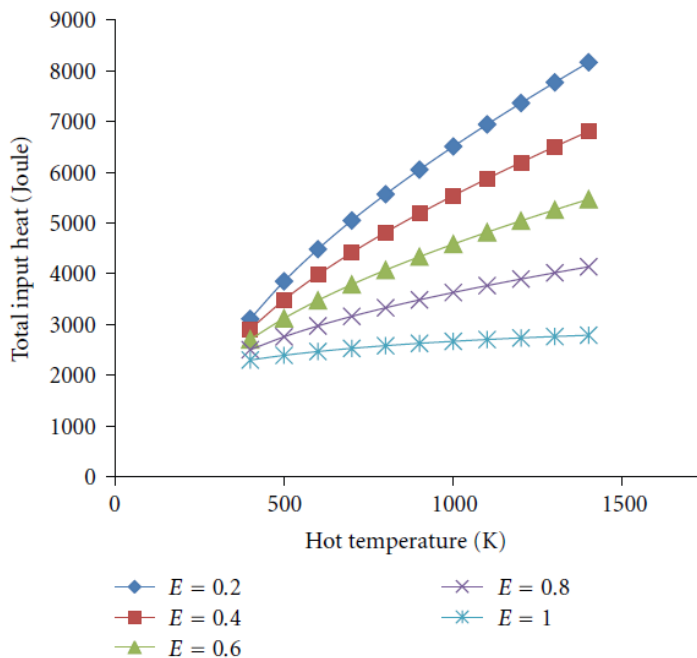


Figura 27: Entrada de Calor no Sistema x Temperatura da Fonte Quente para Regeneradores com Diferentes Efetividades Fonte: Asnaghi et al. (2012)

3.4 Influência do Fluido de Trabalho no Motor e nos Trocadores de Calor

Diversas características do fluido de trabalho irão influenciar no funcionamento da máquina Stirling e seus diversos componentes, como por exemplo, os calores específicos, viscosidade e a condutividade térmica.

A exemplo do que foi visto na seção 3.3, um gás com calor específico mais alto necessitaria de mais calor para compensar o calor que não foi transferido ao fluido pelo regenerador, devido a uma efetividade diferente da unidade.

Um estudo conduzido por Asnaghi (2012) considerou a influencia de diferentes gases na eficiência de uma máquina Stirling e concluiu que o gás hélio resultou na maior eficiência, além de necessitar de uma menor entrada de calor pelo aquecedor, enquanto que os outros gases estudados apresentaram resultados equivalentes, como mostram as Figuras 28 e 29.

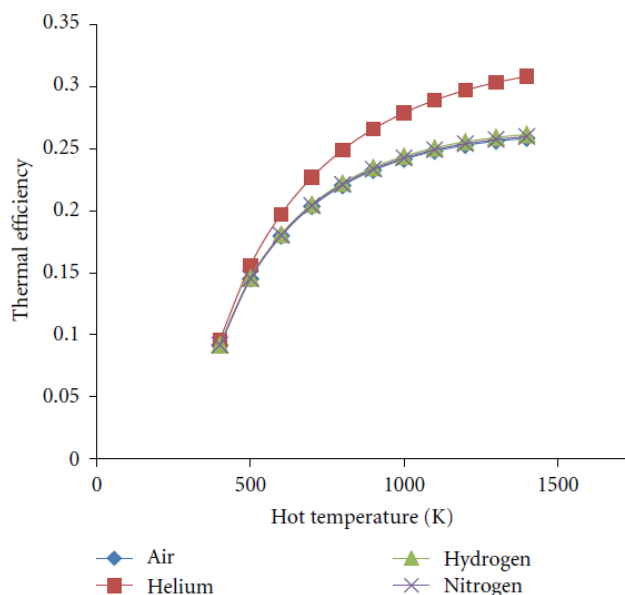


Figura 28: Eficiência Térmica x Temperatura da Fonte Quente para Diferentes Fluidos de Trabalho Fonte: Asnaghi et al. (2012)

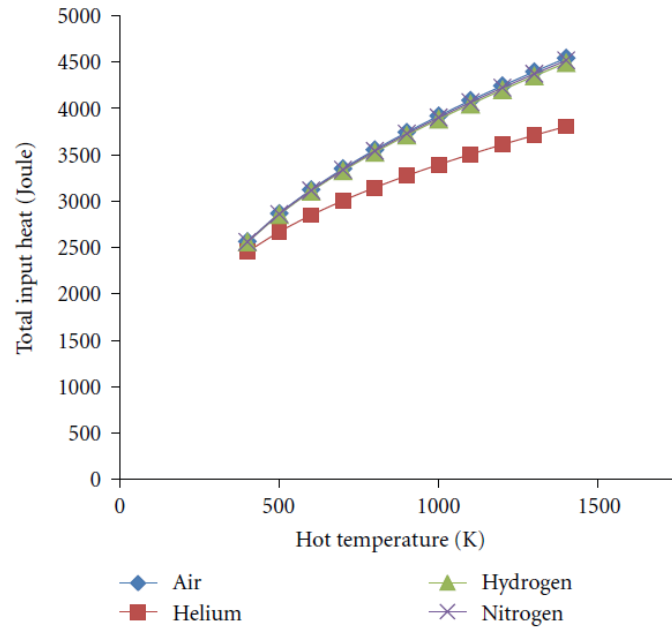


Figura 29: Entrada de Calor no Sistema x Temperatura da Fonte Quente para Diferentes Fluidos de Trabalho Fonte: Asnaghi et al. (2012)

3.5 Modelagem Numérica dos Trocadores de Calor

Existem dois principais métodos para se analisar trocadores de calor, o método conhecido como Log-Mean Temperature Difference (LMTD) e o método Effectiveness-NTU (ϵ -NTU). Esses dois métodos serão abordados separadamente a seguir, e posteriormente utilizados para determinação da condutância UA dos trocadores de calor (com exceção do regenerador). É importante frisar que os dois métodos apresentam resultados idênticos, portanto, a escolha entre os dois métodos se dá em função das informações de entrada do problema e das informações que se buscam.

Método Log-Mean Temperature Difference (LMTD):

No livro “Heat Transfer” de Gregory Nellis e Sanford Klein, o Método LMTD é descrito como um método que expressa a taxa de transferência de calor entre dois fluxos de fluidos em um trocador de calor, como o produto da diferença logarítmica de temperatura (ΔT_{lm}) e a condutância do trocador de calor (UA), como descrito pela Equação 9.

$$\dot{q} = UA \cdot \Delta T_{lm} \tag{9}$$

Considerando que se sabe as temperaturas de entrada no trocador de calor ($T_{H,in}$ e $T_{C,in}$) e as temperaturas de saída no trocador de calor ($T_{H,out}$ e $T_{C,out}$), como mostra a Figura 30, e escrevendo as equações do balanço de energia na forma diferencial para os fluxos de fluido quente e frio, chega-se às Equações 10 e 11 respectivamente.

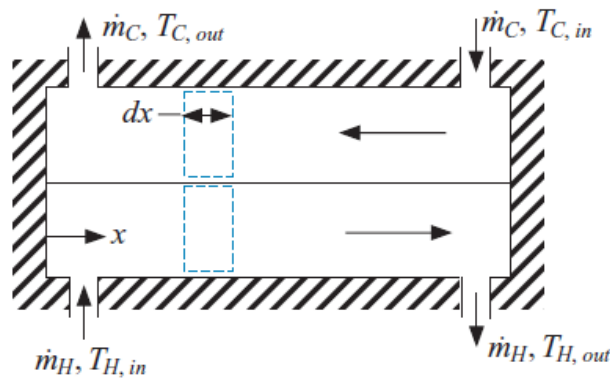


Figura 30: Diagrama Trocador de Calor Escoamento Contracorrente Fonte: Nellis e Klein (2009)

$$d\dot{q} = -\dot{m}_H c_H \frac{dT_H}{dx} dx \quad (10)$$

$$d\dot{q} = -\dot{m}_C c_C \frac{dT_C}{dx} dx \quad (11)$$

Onde c_H e c_C são os calores específicos dos fluidos quente e frio respectivamente.

Uma transferência diferencial de energia entre as correntes dentro do volume de controle é relacionada à condutância do trocador de calor pela Equação 12, onde L é o comprimento total do trocador de calor.

$$d\dot{q} = \underbrace{(T_H - T_C)}_{\substack{\text{Diferença} \\ \text{local de} \\ \text{temperatura}}} \cdot \underbrace{UA \frac{dx}{L}}_{\substack{\text{Condutância no} \\ \text{segmento } dx}} \quad (12)$$

Substituindo a Equação 12 nas Equações 10 e 11 e resolvendo-as para o gradiente de temperatura resulta em:

$$\frac{dT_H}{dx} = -\frac{UA}{L\dot{m}_H c_H} (T_H - T_C) \quad (13)$$

$$\frac{dT_C}{dx} = -\frac{UA}{L\dot{m}_C c_C} (T_H - T_C) \quad (14)$$

Considerando que os calores específicos são constantes e integrando as equações resulta em:

$$\ln\left(\frac{T_{H,out} - T_{C,in}}{T_{H,in} - T_{C,out}}\right) = -UA\left(\frac{1}{\frac{\dot{m}_H c_H}{\dot{C}_H}} - \frac{1}{\frac{\dot{m}_C c_C}{\dot{C}_C}}\right) \quad (15)$$

Onde \dot{C}_H e \dot{C}_C são as taxas de capacitância dos fluxos de fluido quente e frio respectivamente, e podem ser expressas pelas Equações 16 e 17.

$$\dot{C}_H = \frac{\dot{q}}{(T_{H,in} - T_{H,out})} \quad (16)$$

$$\dot{C}_C = \frac{\dot{q}}{(T_{C,out} - T_{C,in})} \quad (17)$$

Substituindo as Equações 16 e 17 na Equação 15 e rearranjando os termos, resulta na Equação 18 que é a equação que caracteriza o método LMTD para trocadores de calor de fluxo contrário.

$$\dot{q} = -UA \underbrace{\left[\frac{(T_{H,out} - T_{C,in}) - (T_{H,in} - T_{C,out})}{\ln \left[\frac{(T_{H,out} - T_{C,in})}{(T_{H,in} - T_{C,out})} \right]} \right]}_{\Delta T_{lm,cf}} \quad (18)$$

De forma análoga, os mesmos cálculos podem ser feitos para um trocador de corrente paralela (Figura 31), o que resulta em equação semelhante à Equação 18, diferenciando apenas pela diferença logarítmica de temperatura, como mostrado pela Equação 19.

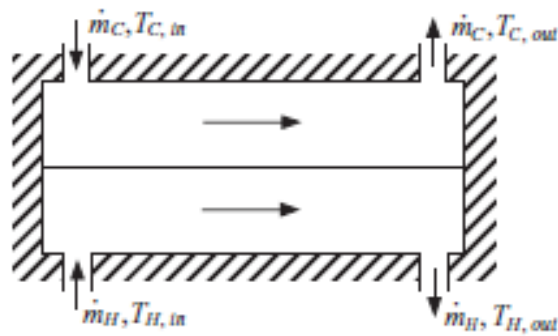


Figura 31: Diagrama Trocador de Calor Escoamento Paralelo Fonte: Nellis e Klein (2009)

$$\dot{q} = -UA \underbrace{\left[\frac{(T_{H,in} - T_{C,in}) - (T_{H,out} - T_{C,out})}{\ln \left[\frac{(T_{H,in} - T_{C,in})}{(T_{H,out} - T_{C,out})} \right]} \right]}_{\Delta T_{lm,pf}} \quad (19)$$

Quando se pretende usar o método LMTD para trocadores de calor do tipo casco e tubo ou trocadores com fluxo cruzado, a diferença logarítmica de temperatura para escoamento contra corrente deve ser corrigida por um fator F que pode ser obtido pela Figura 32.

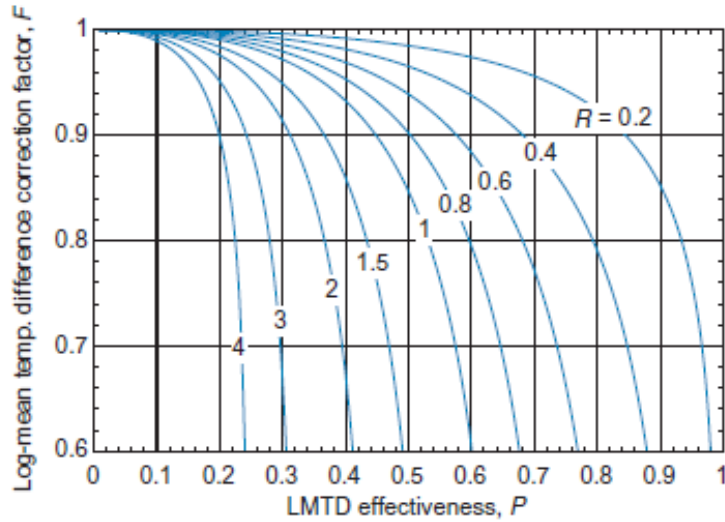


Figura 32: Diagrama Fator de Correção “F” Fonte: Nellis e Klein (2009)

Em que a efetividade LMTD dada por P e a taxa de capacitância dada por R são obtidos a partir das equações 20 e 21.

$$P = \frac{(T_{C,out} - T_{C,in})}{(T_{H,in} - T_{C,in})} \quad (20)$$

$$R = \frac{\dot{C}_C}{\dot{C}_H} = \frac{(T_{H,in} - T_{H,out})}{(T_{C,out} - T_{C,in})} \quad (21)$$

Assim, para trocadores de calor do tipo casco e tubo ou trocadores com fluxo cruzado, a Equação 18 corrigida se torna a Equação 22.

$$\dot{q} = -F \cdot UA \underbrace{\left[\frac{(T_{H,out} - T_{C,in}) - (T_{H,in} - T_{C,out})}{\ln \left[\frac{(T_{H,out} - T_{C,in})}{(T_{H,in} - T_{C,out})} \right]} \right]}_{\Delta T_{lm,cf}} \quad (22)$$

Método Effectiveness-NTU (ϵ -NTU):

No livro “Heat Transfer” de Gregory Nellis e Sanford Klein, NTU (Number of Transfer Units) é definido como uma grandeza adimensional que representa o tamanho adimensional do trocador de calor. Assim, quanto maior a grandeza NTU, maior é o trocador de calor fisicamente e menor é a sua taxa de capacitância \dot{C} . Assim:

$$NTU = \frac{UA}{\dot{C}_{min}} \quad (23)$$

Em que \dot{C}_{min} e \dot{C}_{max} são a mínima e máxima taxa de capacitância, respectivamente, quando se compara a taxa de capacitância do fluido do lado quente e frio do trocador de calor.

Fazendo o balanço de energia no trocador de calor, conclui-se que:

$$\dot{q} = \dot{C}_H (T_{H,in} - T_{H,out}) = \dot{C}_C (T_{C,in} - T_{C,out}) \quad (24)$$

O fluido com a menor taxa de capacitância irá apresentar a maior variação de temperatura. À medida que a condutância se aproxima do infinito, o fluido com a menor taxa de capacitância irá apresentar uma variação de temperatura igual a $T_{H,in} - T_{C,in}$. Assim, a máxima taxa de transferência de calor possível para o trocador de calor pode ser escrita como:

$$\dot{q}_{max} = \dot{C}_{min} (T_{H,in} - T_{C,in}) \quad (25)$$

Assim, a taxa de transferência de calor em um trocador real pode ser definida pela Equação 26, apresentando assim a definição de efetividade.

$$\dot{q}_{max} = \varepsilon \dot{C}_{min} (T_{H,in} - T_{C,in}) \quad (26)$$

Substituindo a Equação 26 na Equação 24 e em seguida substituindo na Equação 15 e rearranjando os termos, resulta na Equação 27.

$$\ln \left(\frac{1 - \varepsilon_{cf} \frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}}}{1 - \varepsilon_{cf}} \right) = - \frac{UA}{\dot{C}_{min}} \left(\frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}} - 1 \right) \quad (27)$$

O número adimensional $\frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}}$ pode ser definido como a razão de capacitância C_R . Substituindo então a Equação 23 na Equação 27 e rearranjando os termos, resulta na equação da efetividade que define o método ε -NTU.

$$\varepsilon_{cf} = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_R)]}{1 - C_R \exp[-NTU(1 - C_R)]} \quad \text{Para } C_R < 1 \quad (28)$$

Procedimento análogo pode ser feito para diferentes trocadores de calor. A Tabela 1 apresenta a efetividade para diferentes tipos de trocador de calor.

Tabela 1: Efetividade de Trocadores de Calor Fonte: Nellis e Klein (2009)

Flow arrangement	$\varepsilon(NTU, C_R)$
One fluid (or any configuration with $C_R = 0$)	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$
Counter-flow	$\varepsilon = \begin{cases} \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_R)]}{1 - C_R \exp[-NTU(1 - C_R)]} & \text{for } C_R < 1 \\ \frac{NTU}{1 + NTU} & \text{for } C_R = 1 \end{cases}$
Parallel-flow	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_R)]}{1 + C_R}$
Cross-flow	<div style="display: flex; flex-direction: column; gap: 5px;"> <div> <p>both fluids unmixed $\varepsilon = 1 - \exp \left[\frac{NTU^{0.22}}{C_R} \{ \exp(-C_R NTU^{0.78}) - 1 \} \right]$</p> </div> <div> <p>both fluids mixed $\varepsilon = \left[\frac{1}{1 - \exp(-NTU)} + \frac{C_R}{1 - \exp(-C_R NTU)} - \frac{1}{NTU} \right]^{-1}$</p> </div> <div> <p>$\dot{C}_{max}$ mixed & \dot{C}_{min} unmixed $\varepsilon = \frac{1 - \exp[C_R \{ \exp(-NTU) - 1 \}]}{C_R}$</p> </div> <div> <p>$\dot{C}_{min}$ mixed & \dot{C}_{max} unmixed $\varepsilon = 1 - \exp \left[-\frac{1 - \exp(-C_R NTU)}{C_R} \right]$</p> </div> </div>
Shell-and-tube	<div style="display: flex; flex-direction: column; gap: 5px;"> <div> <p>one shell pass & an even # of tube-passes $\varepsilon_1 = 2 \left[\frac{1 + C_R + \sqrt{1 + C_R^2} \frac{1 + \exp(-NTU_1 \sqrt{1 + C_R^2})}{1 - \exp(-NTU_1 \sqrt{1 + C_R^2})}}{2} \right]^{-1}$</p> </div> <div> <p>$N$ shell passes & $2N, 4N, \dots$ tube-passes $\varepsilon = \frac{\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_R}{1 - \varepsilon_1} \right)^N - 1}{\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_R}{1 - \varepsilon_1} \right)^N - C_R}$ where ε_1 and NTU_1 is for one shell pass</p> </div> </div>

A Tabela 2 apresenta a grandeza adimensional NTU para diferentes tipos de trocadores de calor.

Tabela 2: NTU de Trocadores de Calor Fonte: Nellis e Klein (2009)

Flow arrangement		$NTU(\varepsilon, C_R)$
One fluid (or any configuration with $C_R = 0$)		$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$
Counter-flow		$NTU = \begin{cases} \frac{\ln\left[\frac{1 - \varepsilon C_R}{1 - \varepsilon}\right]}{1 - C_R} & \text{for } C_R < 1 \\ \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} & \text{for } C_R = 1 \end{cases}$
Parallel-flow		$NTU = \frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + C_R)]}{1 + C_R}$
Cross-flow	\dot{C}_{max} mixed & \dot{C}_{min} unmixed	$NTU = -\ln\left[1 + \frac{\ln(1 - \varepsilon C_R)}{C_R}\right]$
	\dot{C}_{min} mixed & \dot{C}_{max} unmixed	$NTU = -\frac{\ln[C_R \ln(1 - \varepsilon) + 1]}{C_R}$
Shell-and-tube	one shell pass & an even # of tube-passes	$NTU_1 = \frac{\ln\left(\frac{E+1}{E-1}\right)}{\sqrt{1+C_R^2}}$ where $E = \frac{2 - \varepsilon_1(1 + C_R)}{\varepsilon_1\sqrt{1+C_R^2}}$
	N shell passes & $2N$, $4N, \dots$ tube-passes	use solution for one shell pass with: $\varepsilon_1 = \frac{F-1}{F-C_R}$ with $F = \left(\frac{\varepsilon C_R - 1}{\varepsilon - 1}\right)^{1/N}$

Capítulo 4

Resultados e Discussão

Como visto anteriormente, o motor Stirling possui um aquecedor e um resfriador, e seus diagramas simplificados estão representados nas Figuras 33 e 34 respectivamente. Nos diagramas, o fluido em amarelo representa o fluido de trabalho, enquanto que o fluido verde representa o fluido secundário, que irá trocar calor com o fluido de trabalho. Observa-se que, no aquecedor, o fluido de trabalho representa o fluido frio. Por outro lado, no resfriador, o fluido de trabalho representa o fluido quente.

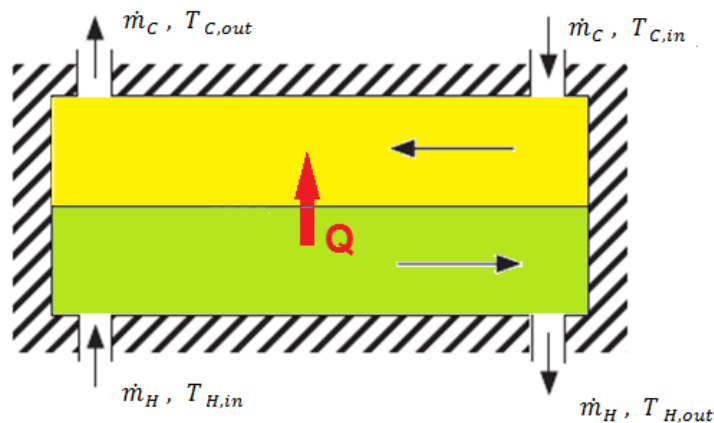


Figura 33: Diagrama Simplificado de um Aquecedor

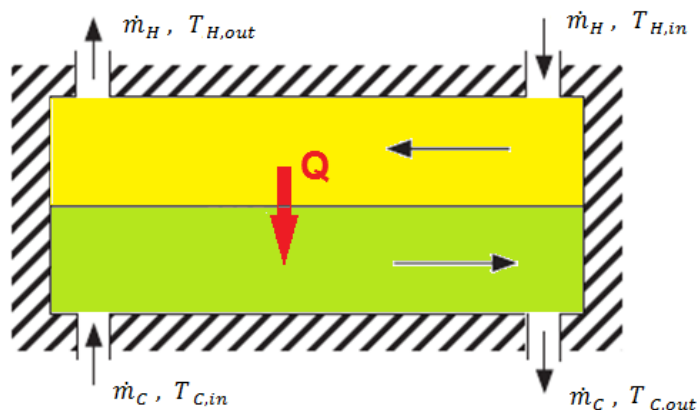


Figura 34: Diagrama Simplificado de um Resfriador3

O motor Stirling que será analisado neste trabalho é o modelo GENOA03 (Figura 35) da fabricante GenoaStirling s.r.l., com capacidade de gerar 2,9kW de energia elétrica. Esse motor possui dois pares de cilindros e possui uma configuração do tipo Alfa. No lado quente os trocadores de calor apresentam um perfil de tubos em U, material aço inox AISI 316, com troca de calor ar-ar, sendo, portanto um trocador de calor de tubos com escoamento cruzado. No lado frio os trocadores de calor são do tipo casco e tubo, de material também aço inox AISI 316 com troca de calor ar-água.

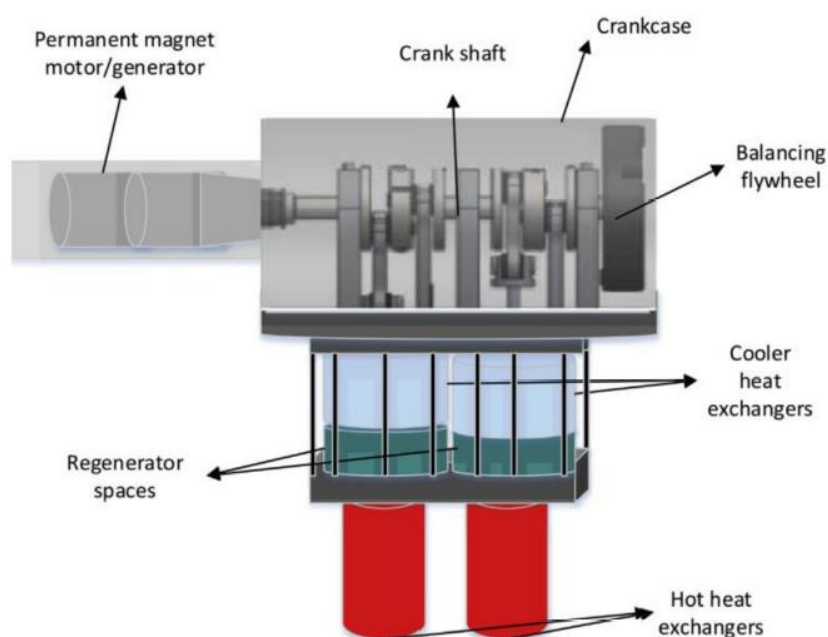


Figura 35: Esquema Motor Stirling GENOA03 Fonte: García et al. (2018)

As condições de entrada do motor estão fornecidas na Tabela 3. A velocidade de rotação ω do motor será usada para definir a taxa de transferência de calor nos trocadores de calor, requerido pelo método LMTD e ϵ -NTU. Os dados de pressão e eficiências serão usados para fazer a análise do regenerador, e as áreas de troca de calor serão usadas para determinação do coeficiente convectivo em cada trocador de calor.

Tabela 3: Condições de Operação Motor GENOA03

Condições de Operação	
Pressão media	15 bar
Velocidade de rotação	600rpm
Eficiência real	0,25-0,33
Eficiência modelo simples	0,395
Eficiência ideal	0,714
Fluido de trabalho	Ar
Área de troca de calor no aquecedor	1.777,89cm ²
Área de troca de calor no resfriador	888,95cm ²

Os demais dados necessários para utilizar os métodos LMTD e ϵ -NTU, apresentados no Capítulo 3, serão os dados obtidos por Garcia M.T. et all, utilizando o modelo isotérmico ideal e o modelo simples (segunda ordem), na publicação “Thermodynamic Model for Performance Analysis of a Stirling Engine Prototype”, e estão dispostos na Tabela 4. Os dados faltantes serão estimados, o que não prejudica eficácia do método, uma vez que seu objetivo não é obter os dados de entrada, mas sim calcular a condutância UA dos trocadores de calor.

Tabela 4: Dados de Temperatura e Calor Trocado Obtidos por Garcia M. T. Et al

	Aquecedor	Resfriador
Temperatura do fluido de trabalho segundo modelo simples (K)	998	332
Calor trocado segundo modelo simples (J)	651,9	-255,37
Calor trocado segundo modelo ideal (J)	389,6	-111,6

Da Tabela 3 sabe-se que motor possui uma velocidade de rotação $\omega = 600\text{rpm} = 10\text{Hz}$. Além disso, sabe-se que o motor possui dois pares de aquecedores e dois pares de resfriadores. Assim, a taxa de fornecimento de energia de cada aquecedor é $\dot{q}_{heater} = 6.519\text{W}$ e a taxa com que cada resfriador retira calor do sistema é $\dot{q}_{cooler} = -2.553,7\text{W}$. É importante notar que o cálculo da eficiência do ciclo não pode ser feito diretamente pela Equação 1, devido à existência de irreversibilidades no sistema.

Como o objetivo do trabalho é calcular a condutância dos trocadores de calor, o método escolhido foi o LMTD, pois trabalha diretamente com a condutância UA dos trocadores de calor, enquanto que o método ϵ -NTU trabalha apenas indiretamente com esse calor. Assim, o método LMTD se mostra mais direto para alcançar o objetivo.

Será feita uma análise dos trocadores de calor considerando regenerador ideal ($\epsilon = 1$) e uma análise considerando regenerador real ($\epsilon < 1$), para poder comparar a influência da efetividade do regenerador na condutância de cada trocador de calor presente na máquina Stirling. Nas análises, para diferenciar a temperatura dos fluidos no aquecedor e no resfriador, serão usados os subscritos “h” para se referir ao aquecedor e “k” para se referir ao resfriador.

4.1 Solução Considerando Regenerador Ideal

Assumir um regenerador ideal significa dizer que ele possui uma efetividade $\varepsilon = 1$. Por consequência, significa que a temperatura do fluido de trabalho no interior dos trocadores de calor permanece constante.

Da Tabela 4, a temperatura do fluido de trabalho no aquecedor é $T_{h,C,in} = T_{h,C,out} = 998\text{K}$, enquanto que no resfriador é aproximadamente $T_{k,H,in} = T_{k,H,out} = 332\text{K}$. As temperaturas dos fluidos que irão trocar calor com o fluido de trabalho não foram fornecidas, portanto serão arbitradas. Assim, as temperaturas de entrada e saída desse fluido no aquecedor serão considerados $T_{h,H,in} = 1080\text{K}$ e $T_{h,H,out} = 1050\text{K}$ respectivamente, enquanto que as temperaturas de entrada e saída desse fluido no resfriador serão considerados $T_{k,C,in} = 280\text{K}$ e $T_{k,C,out} = 285\text{K}$. Essas temperaturas estão resumidas na Tabela 5.

Tabela 5: Temperatura nos Trocadores de Calor Considerando Regenerador Ideal

	$T_{H,in}$ (K)	$T_{H,out}$ (K)	$T_{C,in}$ (K)	$T_{C,out}$ (K)
Aquecedor	1080	1050	998	998
Resfriador	332	332	280	285

Aquecedor:

Por se tratar de um aquecedor com fluxo cruzado, a Equação 22 deverá ser usada. Substituindo os valores de temperatura na Equação 20, resulta em $P = 0$.

Com $P = 0$ o fator F se aproxima da unidade e a Equação 22 se transforma na Equação 18.

Substituindo agora os valores de temperatura e taxa de transferência de calor na Equação 18, conclui-se que a condutância do aquecedor é $UA = 98,96\text{W/K}$, para $\Delta T_{lm,cf} = 65,87$.

Resfriador:

Por se tratar de um resfriador casco e tubos, a Equação 22 deverá ser usada. Substituindo os valores de temperatura nas Equações 20 e 21, resulta em $P = 0,1$ e $R = 0$.

Com $R = 0$ o fator F se aproxima da unidade e a Equação 22 se transforma na Equação 18.

Substituindo agora os valores de temperatura e taxa de transferência de calor na Equação 18, conclui-se que a condutância do resfriador é $UA = 51,64\text{W/K}$ para $\Delta T_{lm,cf} = 49,45$

4.2 Solução Considerando Regenerador Real

Assumir um regenerador real significa dizer que ele possui uma efetividade $\varepsilon < 1$. Para esse caso será considerada uma efetividade $\varepsilon = 0,7$. Por consequência, significa que a temperatura do fluido de trabalho varia no interior dos trocadores de calor.

As temperaturas de saída do fluido de trabalho nos trocadores de calor são as mesmas do caso em que o regenerador é considerado ideal ($T_{h,C,out} = 998\text{K}$ para o aquecedor e $T_{k,H,out} = 332\text{K}$ para o resfriador), porém, as temperaturas de entrada são diferentes e podem ser encontradas pela Equação 8. Assim, a partir desses dados, a temperatura de entrada do fluido de trabalho no resfriador é $T_{k,H,in} = 531,8\text{K}$. Sabendo que, na Figura 25, $2\Delta T = T_{k,H,in} - T_{k,H,out}$ e $2\Delta T = T_{h,C,out} - T_{h,C,in}$, então, a temperatura na entrada do aquecedor é $T_{h,C,in} = 798,2\text{K}$.

As temperaturas dos dois fluidos no aquecedor e no resfriador foram dispostas na Tabela 6.

Tabela 6: Temperatura nos Trocadores de Calor Considerando Regenerador Real

	$T_{H,in}$ (K)	$T_{H,out}$ (K)	$T_{C,in}$ (K)	$T_{C,out}$ (K)
Aquecedor	1080	1050	798,2	998
Resfriador	531,8	332	280	285

Para otimizar os cálculos, foi elaborado um programa no Engineering Equation Solver (EES) (Anexo 1), onde se informa a efetividade do regenerador e as temperaturas de saída do fluido de trabalho no resfriador e aquecedor, e o programa informa as temperatura de entrada no resfriador e aquecedor.

Aquecedor:

Como o regenerador aqui não é mais considerado ideal, o aquecedor terá de fornecer energia para gerar trabalho útil, além de fornecer energia para elevar a temperatura do fluido de 798,2K para 998K. Essa energia necessária para elevar a temperatura do fluido é dada pela Equação 29.

$$Q_s = Q_R (1 - \varepsilon) \quad (29)$$

Onde Q_R é o calor trocado pelo regenerador e pode ser calculado pela Equação 30.

$$\eta_r = \frac{\eta_i}{\left[1 + \left(\frac{Q_R}{Q_{Hi}}\right)^{(1-\varepsilon)}\right]} \quad (30)$$

Onde η_i é a eficiência ideal da máquina Stirling, η_r é eficiência do ciclo real da máquina e Q_{Hi} é a quantidade de calor injetada no sistema pelo aquecedor no ciclo ideal. Nesse caso, a eficiência ideal do GENOA03 é $\eta_i = 0,714$, a eficiência real considerada foi $\eta_r = 0,31$ e $Q_{Hi} = 389,6J$. Logo, $Q_R = 941,9J$ e $Q_s = 282,57J$. O aquecedor terá de fornecer então 651,9J de energia para realizar trabalho e compensar as irreversibilidades, mais 282,57J para elevar a temperatura do fluido, totalizando 934,47J. Como o motor trabalha com uma velocidade de rotação de 600rpm, o aquecedor precisará entregar calor ao fluido a uma taxa $\dot{q}_{heater} = 9.344,7W$.

Substituindo agora esses valores encontrados, nas Equações 20 e 21 chega a $P = 0,71$ e $R = 0,15$. Pela Figura 32, obtêm-se $F = 0,98$.

Resolvendo agora a Equação 22 para os valores de temperatura e taxa de transferência de calor obtidos, resulta em $UA = 63W/K$ para $\Delta T_{lm,cf} = 151,35$.

Para otimizar os cálculos, foi elaborado um programa no EES (Anexo 2), onde se informa as temperaturas de entrada e saída no aquecedor, efetividade do regenerador, dentre outros parâmetros, e o programa informa a condutância do aquecedor.

Resfriador:

Como o regenerador aqui não é mais considerado ideal, o resfriador terá de retirar energia para gerar trabalho útil, além de retirar energia para diminuir a temperatura do fluido de 531,8K para 332K. Essa última é a mesma encontrada para o aquecedor, ou seja, $Q_s = 282,57J$.

O resfriador terá de retirar então 255,37J de energia para realizar trabalho e compensar as irreversibilidades, mais 282,57J para diminuir a temperatura do fluido, totalizando 537,94J. Conseqüentemente, o resfriador precisará retirar calor do fluido a uma taxa $\dot{q}_{cooler} = 5.379,4W$.

Substituindo agora esses valores nas Equações 20 e 21 chega a $P = 0,025$ e $R = 39,96$. Pela Figura 32, nota-se que para valores muito pequenos de P , F se aproxima da unidade. Assim, a Equação 22 pode ser aproximada pela Equação 18.

Resolvendo agora a Equação 18 para os valores de temperatura e taxa de transferência de calor obtidos, resulta em $UA = 43,01W/K$, para $\Delta T_{lm,cf} = 125,09$.

Para otimizar os cálculos, foi elaborado um programa no EES (Anexo 3), onde se informa as temperaturas de entrada e saída no aquecedor, efetividade do regenerador, dentre outros parâmetros, e o programa informa a condutância do resfriador.

Analisando os resultados obtidos para a condutância UA dos trocadores de calor para o caso com regenerador ideal e para o caso com regenerador real, nota-se que mesmo ocorrendo um aumento significativo de calor trocado (de 651,9J para 934,47J no aquecedor e de 255,37J para 537,94J no resfriador), a indutância nos dois casos diminuiu (de 98,96W/K para 63W/K no aquecedor e de 51,64W/K para 43,01W/K no resfriador). Essa diminuição ocorreu, pois, como no caso do regenerador real a temperatura no interior dos trocadores de calor não é mais constante, a diferença logarítmica de temperatura entre os fluidos aumentou consideravelmente (de 65,87 para 151,35 no aquecedor e de 49,45 para 125,09 no resfriador). O aumento de calor trocado foi proporcionalmente menor que o aumento da diferença logarítmica de temperatura, o que justifica essa diminuição da condutância nos trocadores de calor.

Sabendo que a condutância de um trocador de calor é o produto do seu coeficiente convectivo pela área de troca de calor, para a temperatura dos fluidos de trabalho e secundário no resfriador, e para a área de troca de calor do motor GENOA03, que corresponde a $0,088895m^2$, será necessário um coeficiente convectivo de $483,83W/m^2.K$. Similarmente, esse cálculo pode ser feito também para o aquecedor. Para a temperatura dos fluidos de trabalho e secundário no aquecedor, e para a área de troca de calor do aquecedor do GENOA03, que corresponde a $0,177789m^2$, será necessário um coeficiente convectivo

de $354,35\text{W/m}^2\cdot\text{K}$. Nota-se que o resfriador possui um coeficiente ligeiramente maior por trabalhar com água como um dos fluidos.

Observando agora que a energia que o aquecedor terá de entregar a mais para fluido de trabalho, para elevar sua temperatura de $798,2\text{K}$ para 998K , em virtude da efetividade $\varepsilon = 0,7$ do regenerador, será $Q_S = 282,57\text{J}$. Conclui-se que o trocador de calor terá de entregar $43,3\%$ a mais de calor quando comparado com o caso em que o regenerador é considerado ideal ($\varepsilon = 1$).

Esse aumento na entrada de calor no sistema se mostrou bem parecido com os valores encontrados por A. Asnaghi et al (2012). Em seu estudo, foi estimado que em um modelo considerando um regenerador com efetividade $\varepsilon = 0,7$, o aquecedor precisaria injetar aproximadamente 50% a mais de calor no sistema, quando comparado a um modelo considerando um regenerador com efetividade $\varepsilon = 1$, como se pode observar pela Figura 27. Essa pequena diferença de $6,7\%$ pode ocorrer por vários fatores, como as irreversibilidades consideradas no modelo ou o fluido de trabalho usado pela máquina, como é possível observar na Figura 29.

4.3 Análise do Regenerador

De 4.2, sabe-se que o calor trocado pelo regenerador é $Q_R \cdot \varepsilon$, portanto, $659,33\text{J}$. Consequentemente, a taxa de troca de calor no regenerador será dada pela Equação 31.

$$\dot{q}_R = Q_R \cdot \varepsilon \cdot \omega \quad (31)$$

Como o regenerador deve realizar a troca de calor duas vezes por ciclo (uma vez para cada sentido do fluxo) a frequência do regenerador é o dobro da frequência dos trocadores de calor. Assim, a taxa de troca de calor do regenerador será $\dot{q}_R = 13.186,6\text{kW}$.

Considerando que a troca de calor no regenerador ocorre à volume constante, o fluxo mássico no regenerador pode ser obtido pela Equação 3, trocando apenas o c_p por c_v . Logo, para as condições de temperatura e pressão do fluido de trabalho, $c_v = 0,7559\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$ e o fluxo de massa no regenerador será $\dot{m} = 37,42\text{g/s}$.

A condutância do regenerador pode ser determinada pela Equação 32, que é a equação da transferência de calor por convecção.

$$\dot{q} = UA * \Delta T \quad (32)$$

A diferença média de temperatura entre o regenerador e o fluido de trabalho é aproximadamente 199,8K. Assim, sua condutância será $UA = 66\text{W/k}$.

Os dados de coeficiente convectivo e área de troca de calor entre o regenerador e o fluido de trabalho não foram fornecidos, então, foi utilizado o software EES, para determinação do coeficiente convectivo do regenerador. O programa possui uma função, onde informando a temperatura de entrada, a pressão de trabalho, o fluxo mássico e as dimensões do regenerador, uma aproximação para o coeficiente convectivo é calculada. Para o caso em estudo, o coeficiente convectivo calculado pelo programa para o regenerador foi $h_{\text{conv}} = 712,4\text{W/m}^2.\text{K}$. Assim, para a indutância obtida, e para o coeficiente convectivo obtido pelo programa EES, o regenerador irá precisar de uma área de troca de calor de $0,0926\text{m}^2$.

Capítulo 5

Conclusão

Como o método de análise de trocadores de calor apresentado neste trabalho necessita de diversos dados iniciais, como temperatura de entrada e saída dos fluidos de um trocador de calor, taxa de troca de calor, dentre outros, deve ser usado anteriormente algum método para estimar esses valores, como por exemplo, testes experimentais ou modelos numéricos de segunda ordem, como foi o caso do exemplo abordado neste trabalho. Após obter os resultados de condutância, coeficiente convectivo e área de troca de calor, por meio do método apresentado nesse trabalho, é possível alimentar modelos numéricos de terceira ordem, como o de Andersen (2006), dentre outros modelos de motores Stirling.

Comparando as condutâncias obtidas para os trocadores de calor considerando regenerador ideal e regenerador real, conclui-se que houve uma diferença de 57% no caso do aquecedor e de 15% no caso do resfriador. Assim, considerar o regenerador como sendo ideal pode causar uma grande variação nos resultados dos modelos numéricos de ciclo Stirling.

Dos resultados obtidos, conclui-se que o método se mostrou bastante eficaz, apresentando divergências bem pequenas comparado com os estudos recentes em trocadores de calor de motores Stirling. Além disso, o método possui fácil implementação, não dependendo de grande esforço computacional, longos processos iterativos ou mesmo cálculos complexos, tornando o método acessível até mesmo para pesquisadores com pouco conhecimento na área de transferência de calor.

Referências Bibliográficas

ANDERSEN, Stig Kildegård. **Numerical Simulation of Cyclic Thermodynamic Processes**. 2006. Dissertação (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Technical University of Denmark, [S. l.], 2006.

ÇENGEL, Yunes A; BOLES, Michael A. **Termodinâmica**. 7. ed. [S. l.]: AMGH, 2012.

BERGMAN, Theodore L; LAVINE, Adrienne S; INCROPERA, Frank P; DEWITT, David P. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**. 7. ed. [S. l.]: LTC, 2014.

NELLIS, Gregory; KLEIN, Sanford. **Heat Transfer**. [S. l.]: Cambridge University Press, 2009.

ASNAGHI, A; LADJEVARDI, S. M.; IZADKHAJ, P. Saleh; KASHANI, A. H. Thermodynamics Performance Analysis of Solar Stirling Engines. **ISRN Renewable Energy**, [s. l.], 2 maio 2012.

GARCÍA, Miguel Torres; TRUJILLO, Elisa Carvajal; GODIÑO, José Antonio Vélez. Thermodynamic Model for Performance Analysis of a Stirling Engine Prototype. **MDPI**, [s. l.], 30 set. 2018.

Alfarawi, S, Al-Dadah, R & Mahmoud, S 2016, 'Enhanced thermodynamic modelling of a gamma-type stirling engine', **Applied Thermal Engineering**, vol. 106, pp. 1380-1390.

HACHEM, Houda; GHEITH, Hamla; ALOUI, Fethi; NASRALLAH, Samia Bem. Performance evaluation of Gamma type Stirling engine. **International Journal of Control, Energy and Electrical Engineering**, [s. l.], 2019.

DOBRE, Cătălina; GROSU, Lavinia; COSTEA, Monica; CONSTANTIN, Mihaela. Beta Type Stirling Engine. Schmidt and Finite Physical Dimensions Thermodynamics Methods Faced to Experiments. **MDPI**, [s. l.], 2020.

MAIER, Christoph; GIL, Arnaud; AGUILERA, Rafael; SHUANG, Li; YU, Xue. **Stirling Engine**. [S. l.: s. n.], 2007.

URIELI, Israel. **Stirling Cycle Machine Analysis**. [S. l.]: Ohio University, 1984.

RANIERI, Salvatore; PRADO, Gilberto A. O.; MACDONALD, Brendan D. Efficiency Reduction in Stirling Engines Resulting from Sinusoidal Motion. **MDPI**, [s. l.], 2018.

BOHORQUEZ, Washington Orlando Irrazabal. **Trocadores de Calor**. [S. l.: s. n.], 2014.

KITAZAKI, Masato; YUZAKI, Keiichiro; AKAZAWA, Teruyuki. Development of Zero Emission Generating System "Stirling Engine". **Yanmar Technical Review**, [s. l.], 27 jan. 2017.

SWEDISH STIRLING (Suécia). **PWR BLOK 400-F is a container-based solution in which Swedish Stirling's Stirling engines are used to harness energy from flare and industrial residual gas combustion**. [S. l.], 2022. Disponível em: <https://swedishstirling.com/en/>. Acesso em: 3 out. 2022.

STIRLING Engines: History 1816-1937. [S. l.], 2002. Disponível em: <https://www.sesusa.org/history.1816.htm>. Acesso em: 2 maio 2022.

KHANJANPOUR, Mohammad Hassan; RAHNAMA, Mohammad; JAVADI, Akbar A.; AKRAMI, Mohammad; TAVAKOLPOUR-SALEH, Ali Reza; IRANMANESH, Masoud. An experimental study of a gamma-type MTD stirling engine. **Elsevier**, [s. l.], 2021.

PLANAS, Oriol. O que é energia? Definição e tipos. [S. l.], 2009. Disponível em: <https://pt.energia-nuclear.net/energia>. Acesso em: 2 maio 2022.

Puig, Thiago Carril; Neto, Erasto A. Franco. MOTORES STIRLING. [S. l.], 2002. Disponível em: <http://www.fem.unicamp.br/~em313/paginas/stirling/stirling.htm>. Acesso em: 2 maio 2022.

GONÇALVES, Luís Carrilho; GASPAR, Pedro Dinis. Energia, Entropia, Exergia – Conceitos úteis e eficiências. **ICEUBI**, [s. l.], 2011.

DONOSO, José Predro. Leis da Termodinâmica. [S. l.], 2010. Disponível em: <https://www.ifsc.usp.br/~donoso/termodinamica/Capitulo1a3.pdf>. Acesso em: 2 maio 2022.

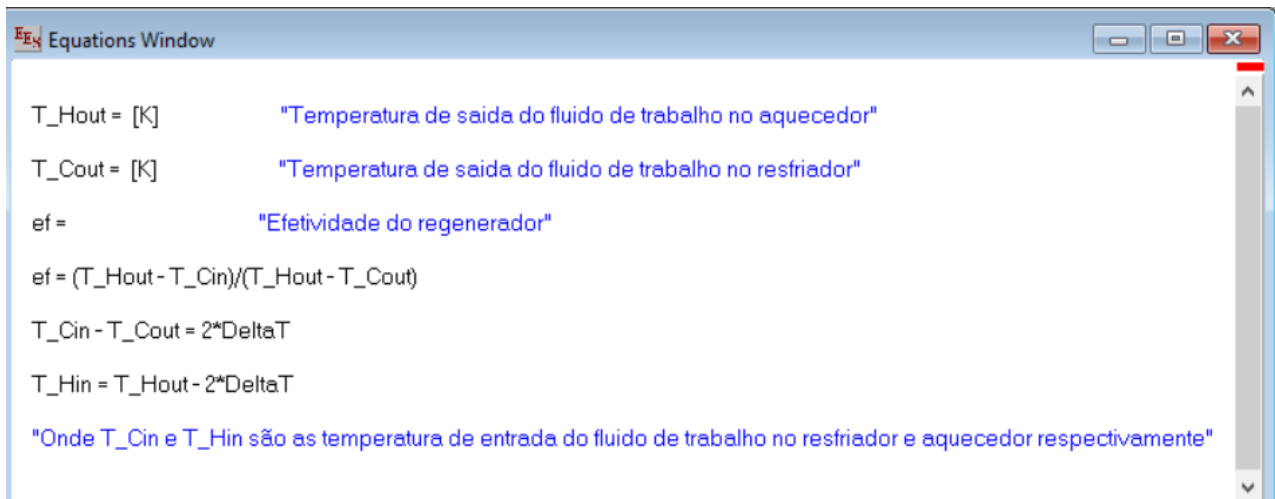
CONNOR, Nick. What is Regenerative Heat Exchanger – Definition. [S. l.], 2019. Disponível em: <https://www.thermal-engineering.org/what-is-regenerative-heat-exchanger-definition/>. Acesso em: 2 maio 2022.

Martini, W R. 1978. Stirling Engine Design Manual. DOE/NASA Technical report DOE/NASA/3152-78/1 (NASA CR-135382), Joint Center For Graduate Study, 1978.

MARTAJ, N.; ROCHELLE, P. 1D modelling of an alpha type Stirling engine. **EDP Sciences**, [s. l.], 6 fev. 2014.

ANEXO 1

Programa para determinação da temperatura de saída do fluido de trabalho no resfriador e no aquecedor



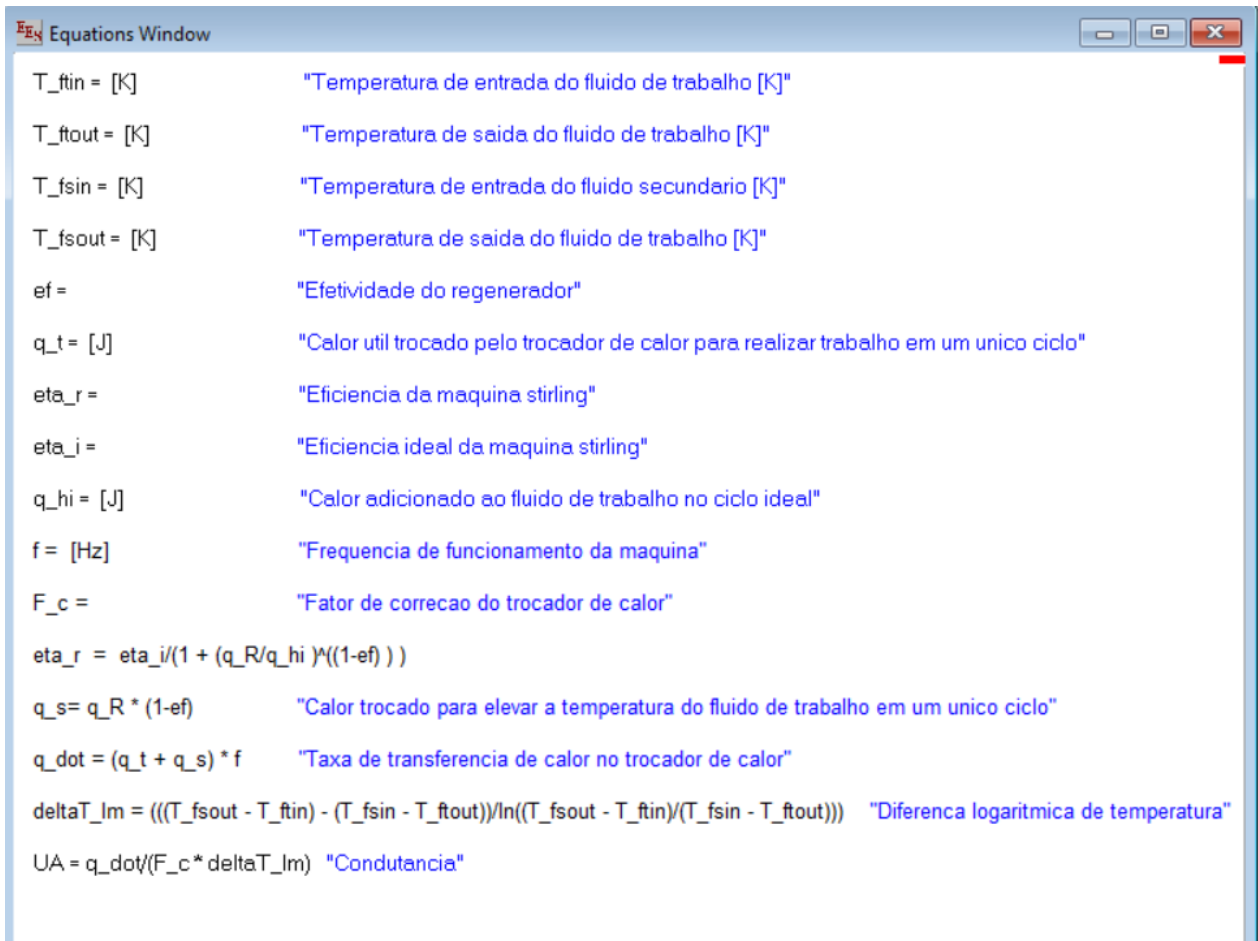
```
Equations Window

T_Hout = [K]           "Temperatura de saída do fluido de trabalho no aquecedor"
T_Cout = [K]           "Temperatura de saída do fluido de trabalho no resfriador"
ef =                   "Efetividade do regenerador"
ef = (T_Hout - T_Cin)/(T_Hout - T_Cout)
T_Cin - T_Cout = 2*DeltaT
T_Hin = T_Hout - 2*DeltaT

"Onde T_Cin e T_Hin são as temperatura de entrada do fluido de trabalho no resfriador e aquecedor respectivamente"
```

ANEXO 2

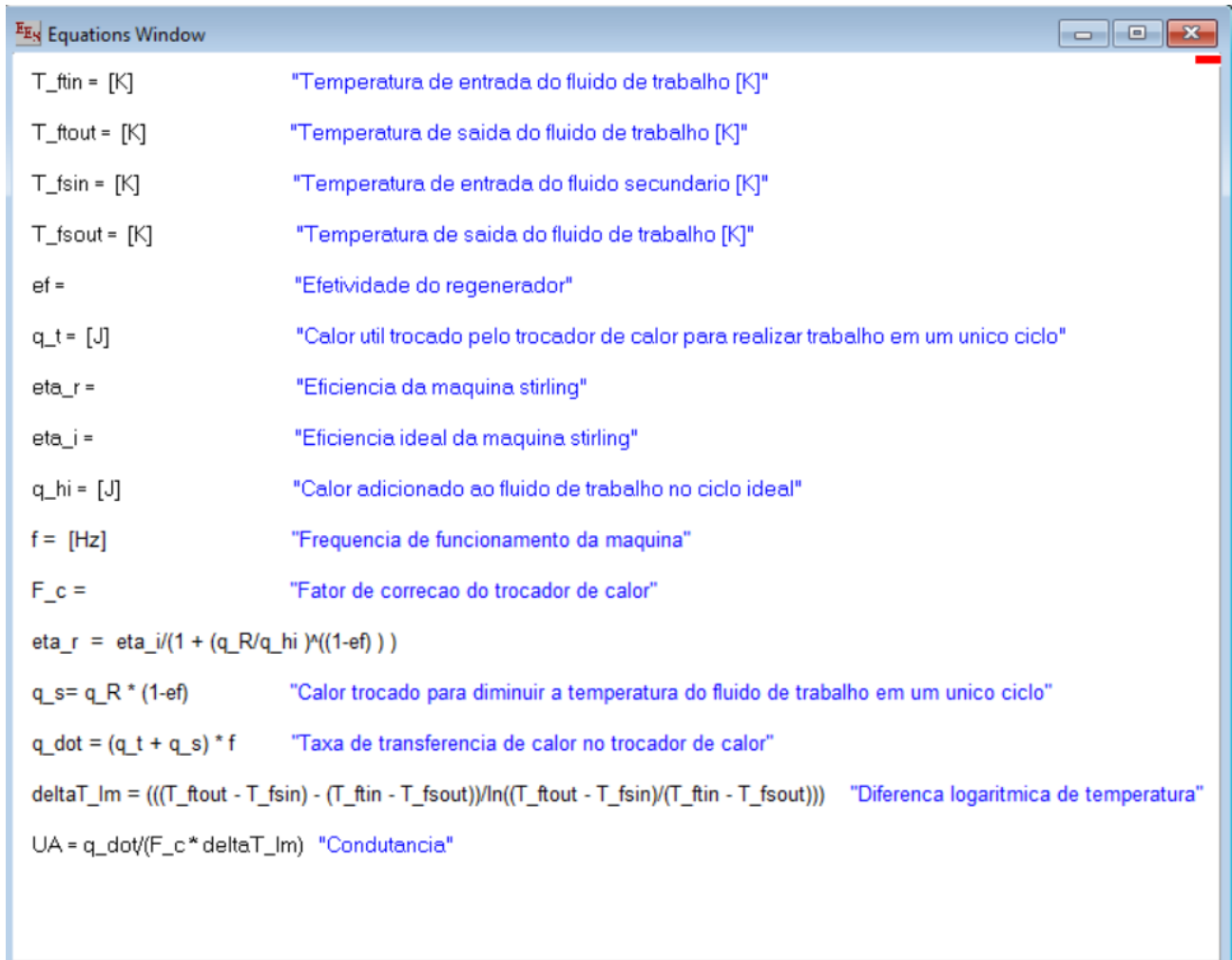
Programa para determinação da condutância no aquecedor



```
Equations Window
T_ftin = [K]           "Temperatura de entrada do fluido de trabalho [K]"
T_ftout = [K]          "Temperatura de saída do fluido de trabalho [K]"
T_fsin = [K]           "Temperatura de entrada do fluido secundario [K]"
T_fsout = [K]          "Temperatura de saída do fluido de trabalho [K]"
ef =                   "Efetividade do regenerador"
q_t = [J]              "Calor util trocado pelo trocador de calor para realizar trabalho em um unico ciclo"
eta_r =                "Eficiencia da maquina stirling"
eta_i =                "Eficiencia ideal da maquina stirling"
q_hi = [J]             "Calor adicionado ao fluido de trabalho no ciclo ideal"
f = [Hz]              "Frequencia de funcionamento da maquina"
F_c =                  "Fator de correcao do trocador de calor"
eta_r = eta_i/(1 + (q_R/q_hi )*(1-ef) )
q_s= q_R * (1-ef)      "Calor trocado para elevar a temperatura do fluido de trabalho em um unico ciclo"
q_dot = (q_t + q_s) * f  "Taxa de transferencia de calor no trocador de calor"
deltaT_lm = (((T_fsout - T_ftin) - (T_fsin - T_ftout))/ln((T_fsout - T_ftin)/(T_fsin - T_ftout))) "Diferenca logaritmica de temperatura"
UA = q_dot/(F_c* deltaT_lm) "Condutancia"
```


ANEXO 3

Programa para determinação da condutância no resfriador



```
Eq Equations Window
T_ftin = [K] "Temperatura de entrada do fluido de trabalho [K]"
T_ftout = [K] "Temperatura de saída do fluido de trabalho [K]"
T_fsin = [K] "Temperatura de entrada do fluido secundario [K]"
T_fsout = [K] "Temperatura de saída do fluido de trabalho [K]"
ef = "Efetividade do regenerador"
q_t = [J] "Calor util trocado pelo trocador de calor para realizar trabalho em um unico ciclo"
eta_r = "Eficiencia da maquina stirling"
eta_i = "Eficiencia ideal da maquina stirling"
q_hi = [J] "Calor adicionado ao fluido de trabalho no ciclo ideal"
f = [Hz] "Frequencia de funcionamento da maquina"
F_c = "Fator de correcao do trocador de calor"
eta_r = eta_i/(1 + (q_R/q_hi)^(1-ef))
q_s = q_R * (1-ef) "Calor trocado para diminuir a temperatura do fluido de trabalho em um unico ciclo"
q_dot = (q_t + q_s) * f "Taxa de transferencia de calor no trocador de calor"
deltaT_lm = (((T_ftout - T_fsin) - (T_ftin - T_fsout))/ln((T_ftout - T_fsin)/(T_ftin - T_fsout))) "Diferenca logaritmica de temperatura"
UA = q_dot/(F_c * deltaT_lm) "Condutancia"
```