

UNIVERSIDADE DE TAUBATÉ
Liomar de Oliveira Cachuté

**ANÁLISE TEÓRICA E APRESENTAÇÃO DE
METODOLOGIA DE PROJETO DE MOTOR STIRLING
PARA USO EM SISTEMA DE RESFRIAMENTO
EVAPORATIVO**

Taubaté – SP
2006

UNIVERSIDADE DE TAUBATÉ
Liomar de Oliveira Cachuté

**ANÁLISE TEÓRICA E APRESENTAÇÃO DE
METODOLOGIA DE PROJETO DE MOTOR STIRLING
PARA USO EM SISTEMA DE RESFRIAMENTO
EVAPORATIVO**

Dissertação apresentada como parte dos requisitos para a obtenção do Título de Mestre pelo Curso de Pós-Graduação do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Taubaté. Área de Concentração: Energia.
Orientador: Prof. Dr. Sebastião Cardoso
Co-orientador: Prof. Dr. José Rui Camargo

Taubaté – SP
2006

LIOMAR DE OLIVEIRA CACHUTÉ

**ANÁLISE TEÓRICA E APRESENTAÇÃO DE METODOLOGIA DE PROJETO DE
MOTOR STIRLING PARA USO EM SISTEMA DE RESFRIAMENTO
EVAPORATIVO**

Dissertação apresentada como parte dos requisitos para a obtenção do Título de Mestre pelo Curso de Pós-Graduação do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Taubaté. Área de Concentração: Energia.

Data: _____

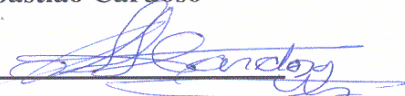
Resultado: _____

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Sebastião Cardoso

Universidade de Taubaté

Assinatura _____



Prof. Dr. Carlos Alberto Chaves

Universidade de Taubaté

Assinatura _____

Prof. Dr. Jerônimo dos Santos Travelho

Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais

Assinatura _____

Prof. Dr. José Rui Camargo

Universidade de Taubaté

Assinatura _____

Dedico este trabalho,

ao meu filho Caio,
aos meus pais Diomar e Irene,
à minha família,
e a todos que me apoiaram nesta jornada.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Sebastião Cardoso pela valiosa orientação, pelo apoio no desenvolvimento deste trabalho e no decorrer do curso.

Ao Dr. Jerônimo dos Santos Travelho pelas valiosas sugestões feitas que muito contribuíram para o aprimoramento deste trabalho.

Ao Prof. Dr. José Rui Camargo pela co-orientação, presteza às solicitações recebidas e principalmente pela atenção dedicada ao longo do curso.

Ao Prof. Dr. Carlos Alberto Chaves pela atenção, incentivo e conhecimento compartilhado.

Ao Prof. Dr. José Carlos Lombardi e Prof. Doutorando Ederaldo Godoy Junior pelo apoio e atenção dispensada durante o desenvolvimento deste curso.

Aos meus amigos José Carlos Pereira Novaes, Luiz Antonio Ferrari Mario Nery da Silva, Norberto Pereira e Rogy Damasceno pela amizade e ensinamentos compartilhados.

RESUMO

Este trabalho mostra inicialmente, o desenvolvimento ao longo do tempo e estado da arte dos motores Stirling. Em seguida é apresentada a definição deste tipo de motor, bem como suas configurações construtivas básicas: Alfa, Beta e Gama. Aborda também, o ciclo termodinâmico Stirling que rege o funcionamento destes motores, através da sua descrição e análise das equações pertinentes. São apresentados os métodos de projeto de 1º, 2º, 3º e 4º níveis atualmente utilizados para este tipo de motor, juntamente com alguns programas ou códigos empregados no seu desenvolvimento computacional. Na etapa final é apresentado o desenvolvimento de projeto de motor Stirling na configuração Gama, fundamentado na metodologia descrita, para processo de ventilação em unidade de resfriamento evaporativo direto.

Palavras Chave: motor Stirling, ciclo Stirling, resfriamento evaporativo.

ABSTRACT

This work initially shows the development and state of the art of Stirling engines. Right away is presented the definition of this type of motor, as well like his basic constructive configurations: Alfa, Beta and Gamma. It also approaches the Stirling thermodynamic cycle which governs the work of these engines and their equations. They are introduced 1st, 2nd, 3rd and 4th levels of project methods which have been utilized at present for this kind of motor jointly with some programs or codes, employed in their computational development. The project for Stirling engine is presented at final stage for Gamma configuration, based on the methodology described and destined to ventilation process in direct evaporative air cooling unit.

Key-words: Stirling engine, Stirling cycle, evaporative cooling.

LISTA DE FIGURAS

Fig. 1 – Robert Stirling	17
Fig. 2 – Protótipo de motor criado por Robert Stirling, 1815	19
Fig. 3 – O Economizador de Robert Stirling, 1816	20
Fig. 4 – Motor V4X35 com a caixa de câmbio montada.....	23
Fig. 5 – Motor V4X35 instalado em um Ford Taunus	23
Fig. 6 - Peças fundidas (esq.) e usinadas (dir.), motor Stirling ST 05 G 350 - 500 Watt.....	25
Fig. 7 – Motor ST 05 G 350 montado em caldeira (esq.) e motor (dir.)	25
Fig. 8 – Conjunto motogerador e concentrador parabólico, Califórnia Edison, EUA	26
Fig. 9 – Conjuntos motogeradores e concentradores parabólicos Edison,EUA.....	27
Fig. 10 – Motor Mark II	27
Fig. 11 – Diagramas $P \times V$ e $T \times s$ do ciclo Stirling.....	34
Fig. 12 – Diagramas $P \times v$ e $T \times s$ do ciclo Stirling.....	34
Fig. 13 – Processo de expansão do gás.....	36
Fig. 14 – Diagrama movimento ideal de motor Stirling, configuração Gama	39
Fig. 15 – Diagrama movimento senoidal ideal motor Stirling, configuração Gama.....	40
Fig. 16 – Configuração Alfa de motor Stirling.....	43
Fig. 17 – Funcionamento do motor na configuração Alfa.....	43
Fig. 18 – Motor Stirling configuração Beta.....	45
Fig. 19 – Funcionamento do motor na configuração Beta	46
Fig. 20 – Motor Stirling configuração Gama	47
Fig. 21 – Funcionamento do motor na configuração Gama	47
Fig. 22 - Motor Stirling Configuração Pequeno Diferencial de Temperatura (PDT).....	49
Fig. 23 - Modelo ideal isotérmico	54

Fig. 24 – Modelo de motor Stirling configuração Alfa	57
Fig. 25 – Modelo de motor Stirling configuração Beta.....	60
Fig. 26 – Modelo de motor Stirling configuração Gama.....	62
Fig. 27 – Fluxograma de processo para projeto de motores Stirling.....	69
Fig. 28 – Resfriamento evaporativo direto com superfície líquida	75
Fig. 29 – Resfriador evaporativo indireto: (a) tipo placa, (b) tipo tubo.	76
Fig. 30 – Borrifador de água e painel em conjunto resfriador evaporativo.....	77
Fig. 31 – Ventiladores em conjunto resfriador evaporativo	78
Fig. 32 – Funcionamento do motor Stirling referência de projeto	80
Fig. 33 - Vistas frontal e lateral do motor Stirling referência de projeto	81
Fig. 34 – Vista explodida do motor Stirling referência de projeto	81
Fig. 35 – Motor Stirling montado, com queimador e cilindro de gás combustível.....	82

LISTA DE TABELAS

Tab.1 – Parâmetros norteadores de projeto de motores Stirling	83
Tab.2 – Parâmetros norteadores de projeto e dimensões básicas	84

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Razão da teoria de Hirata (adimensional)
B	Razão da teoria de Schmidt (adimensional)
c	Razão da teoria de Schmidt (adimensional)
c_v	Calor específico a volume constante (J/kgK)
f	Frequência da velocidade do motor (Hz)
L_c	Potência gerada na compressão (W)
L_i	Potência gerada (W)
L_r	Potência gerada na expansão (W)
m	Massa do gás (kg)
M	Massa total do gás (kg)
n	Rotação do motor (rpm)
P	Pressão do motor (Pa)
P_0	Potência do motor (W)
P_m	Pressão média (Pa)
Q_c	Calor total rejeitado pelo ciclo (J)
Q_e	Calor transferido de fonte externa para o ciclo (J)
Q_h	Calor transferido no aquecedor (J)
Q_k	Calor transferido no resfriador (J)
Q_r	Calor transferido no regenerador (J)
R	Constante do gás (J/kgK)
S	Razão de especificação do motor (adimensional)
T	Temperatura absoluta (K)
T'	Razão de temperatura (adimensional)

T_c	Temperatura do gás na compressão (K)
T_e	Temperatura do gás na região de expansão (K)
T_k	Temperatura do gás na região do regenerador (K)
T_r	Temperatura no resfriador (K)
V'	Razão de volume deslocado (adimensional)
V	Volume total do sistema (m^3)
V_c	Volume da região de compressão (m^3)
V_{dc}	Volume deslocado na compressão (m^3)
V_{de}	Volume deslocado na expansão (m^3)
V'_{de}	Volume unitário deslocado na expansão (m^3)
V_e	Volume de expansão (m^3)
V_{mc}	Volume de ponto morto na região de compressão (m^3)
V_{me}	Volume de ponto morto na região de expansão (m^3)
V_{mr}	Volume de ponto morto na região do regenerador (m^3)
V_{transf}	Deslocamento do pistão de força (m^3)
W	Trabalho líquido realizado pelo motor (J)
W_c	Energia de compressão (J)
W_e	Energia de expansão (J)
W_i	Energia produzida (J)
W_s	Trabalho fornecido pelo ciclo (J)
X_b	Razão de volume de sobreposição (adimensional)
X_{me}	Razão de volume morto do cilindro de expansão (adimensional)
X_{mc}	Razão de volume morto do cilindro de compressão (adimensional)
X_{mr}	Razão de volume morto do regenerador (adimensional)

LETRAS GREGAS

δ Ângulo de fase dos pistões (radiano)

θ Ângulo do virabrequim (radiano)

η Eficiência térmica (%)

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO.....	15
CAPÍTULO 2 - ROBERT STIRLING	17
2.1 Biografia.....	17
2.2 A invenção de Robert Stirling	19
CAPÍTULO 3 - DESENVOLVIMENTO DOS MOTORES STIRLING.....	21
3.1 Revisão da literatura	28
CAPÍTULO 4 - O CICLO STIRLING	33
4.1 Funcionamento do motor segundo o ciclo Stirling.....	35
4.2 Eficiência do ciclo Stirling	37
4.3 Diagrama de movimento motor Stirling configuração Gama	39
CAPÍTULO 5 - O MOTOR STIRLING.....	41
5.1 Configurações básicas	42
5.1.1 Configuração Alfa	42
5.1.2 Configuração Beta	45
5.1.3 Configuração Gama.....	47
5.2 Pontos fortes e fracos dos motores Stirling	50
CAPÍTULO 6 - METODOLOGIA DE PROJETO DE MOTORES STIRLING	53
6.1 Análise isotérmica de Schmidt	53
6.2 Análise das equações de Schmidt segundo Hirata.....	56
6.2.1 Análise de motor Stirling na configuração Alfa.....	57
6.2.2 Análise de motor Stirling na configuração Beta.....	60
6.2.3 Análise de motor Stirling na configuração Gama	62
6.2.4 Energia, eficiência e potências indicadas	64

6.3 Classificação dos métodos de projeto.....	67
6.3.1 Método de 1º nível.....	67
6.3.2 Método de 2º nível.....	70
6.3.3 Método de 3º nível.....	71
6.3.4 Método de 4º nível.....	73
CAPÍTULO 7 - RESFRIAMENTO EVAPORATIVO.....	75
7.1 Tipos de resfriadores evaporativos	75
7.2 Resfriador evaporativo testado na UNITAU.....	77
CAPÍTULO 8 - DIMENSIONAMENTO DO MOTOR STIRLING.....	79
8.1 Dimensionamento dos cilindros e pistões	83
8.2 Eficiência teórica do motor.....	83
8.3 Resultados e comentários	83
CAPÍTULO 10 - CONCLUSÕES.....	85
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	87
APÊNDICES	91

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Este trabalho tem por objetivo apresentar o motor Stirling, através da revisão da literatura e análise termodinâmica, bem como a escolha de um motor para o sistema de ventilação, em unidade de resfriamento evaporativo direto para arrefecimento de ar.

Atualmente a relação com o meio ambiente, de qualquer processo ou atividade que requeira o uso de um motor, é vista com crescente prioridade e especial atenção, em razão da sua interação e conseqüências que trará ao meio no qual está inserido.

Esta foi a premissa básica seguida na escolha do motor Stirling, para o acionamento do sistema ventilação, do processo de resfriamento evaporativo para arrefecimento de ar, cujo protótipo foi construído no laboratório de Ar Condicionado da Universidade de Taubaté em 2002.

O motor Stirling, assim como os motores à combustão externa, trabalha com processos baseados na transferência de calor, ou seja, gera potência a partir do calor. Mas diferentemente dos outros motores, este obtém externamente o calor necessário para o seu funcionamento e não internamente como os demais, sendo por isso classificado com motor de combustão externa.

A diferença entre combustão externa e interna é uma das principais razões pelo crescente interesse despertado por este tipo de equipamento. Um motor de combustão interna queima o combustível dentro dos cilindros ou câmaras, internos na sua estrutura, tal como os motores à gasolina, diesel ou a gás. O motor à gasolina pode ser modificado para funcionar com álcool, hidrogênio, metano, propano; mas não funcionará com óleo vegetal, capim seco carvão ou turfa. Entre os tipos de motor de combustão interna mencionados anteriormente, as

turbinas a gás, são os que admitem a maior variação quanto ao tipo de combustível e mesmo assim podem ser considerados limitados quando comparados com o motor Stirling.

Qualquer fonte de calor é suficiente para o acionamento de um motor Stirling: energia solar, biogás, biomassa, carvão, derivados de petróleo, calor proveniente do corpo humano energia nuclear e todo e qualquer material que queimado ou processado apresente geração de calor.

CAPÍTULO 2

ROBERT STIRLING

2.1 Biografia

Robert Stirling, segundo Darlington (2005), fig.1, inventor do motor Stirling, nasceu em Gloag, Methvin Perthshire, Escócia no dia 25 de outubro de 1790. Era o terceiro filho de uma família de oito irmãos. Seus pais eram Patrick Stirling e Agnes Stirling, seu avô Michael Stirling era proprietário da empresa Threshing Machine fabricante de carruagens e carroças.

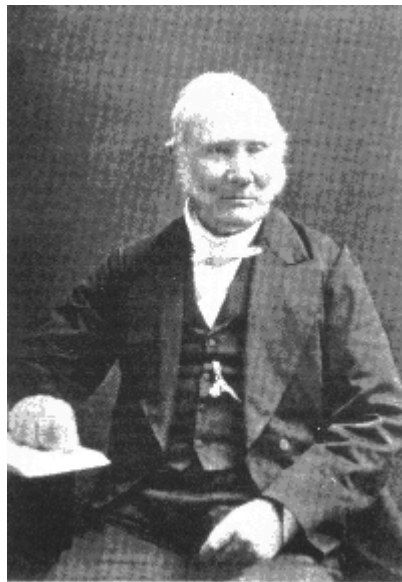


Fig. 1 – Robert Stirling (DARLINGTON, 2005)

Foi um aluno brilhante, entre 1805 a 1808 e na Universidade de Edinburgh estudou latim, grego, lógica, matemática e direito. Mais tarde matriculou-se no curso de Teologia Universidade de Glasgow, o qual concluiu em 1815, sendo no ano seguinte ordenado ministro na comunidade de Laig Kirk.

Por influência do pai, começou cedo a interessar-se por engenharia, mais particularmente por projetos de máquinas e sistemas de acionamento mecânico. Sempre que

podia ajudava na empresa da família onde era iniciado nas artes da engenharia de projeto e construção. Em setembro de 1816, após ter trabalhado vários anos na invenção do seu famoso motor juntamente com seu irmão James Stirling, solicitou seu registro de patente, a qual foi expedida em 20 de janeiro de 1817.

Em Kilmarnock, Robert Stirling conheceu Thomas Morton, com o qual tinha em comum o interesse por máquinas e equipamentos, estabelecendo com ele, uma sociedade. Esta iniciativa possibilitou Robert Stirling continuar suas experiências e pesquisas na oficina que montaram juntos, pelos próximos 20 anos. Seus interesses não estavam voltados unicamente para a construção de máquinas térmicas, mas assim como seu sócio, também pesquisava no campo da astronomia, tendo adquirido boa experiência na fabricação de lentes para telescópios.

Robert Stirling casou-se em 10 de julho de 1819, com Jean Rankin. Sua família seguiu seus passos, dedicando-se também à engenharia. Seu filho Patrick Stirling, nascido em 29 de junho de 1820 tornou-se engenheiro trabalhando em ferrovias; William Stirling nascido em 14 de novembro de 1822 foi engenheiro civil também dedicado à construção de ferrovias; Robert Stirling, nascido em 16 de dezembro de 1824, foi engenheiro de ferrovias no Peru e James Stirling, nascido em 02 de outubro de 1835 foi engenheiro atuando em ferrovias. Robert Stirling teve mais dois filhos David e Agnes que seguiram suas vidas fora da engenharia.

Em 1850 o funcionamento do motor criado por Robert Stirling foi devidamente estudado pelo professor McQuorne Rankine e aproximadamente cem anos mais tarde, o termo motor Stirling foi criado por Rolf Meijer para descrever todos os motores a gás com funcionamento baseado em ciclos termodinâmicos fechados. Talvez sua invenção mais importante tenha sido o regenerador ou economizador. Este dispositivo térmico é usado até hoje em motores Stirling e muitos outros processos industriais, para poupar energia e aumentar a eficiência de processos térmicos.

Robert Stirling além de ser um engenheiro bastante criativo, foi um exímio orador sendo bastante estimado pelo seu rebanho na comunidade em que pregava e exercera o ministério. Ele faleceu em 06 de junho de 1878, em Galston, deixando o legado de uma vida exemplar e a invenção do motor que leva o seu nome, cujo potencial, até hoje se encontra em constante desenvolvimento.

2.2 A invenção de Robert Stirling

Robert Stirling e seu irmão James Stirling, segundo Darlington (2005), inventaram o motor Stirling em 1816 com a intenção de criar uma máquina a vapor não dependente de caldeiras ou vasos de pressão, os quais ofereciam altos riscos de operação, trabalhando com elevadas pressões de vapor. A idéia básica era converter qualquer diferença de temperatura em movimento e trabalho. Este protótipo do motor, fig.2, foi preservado.

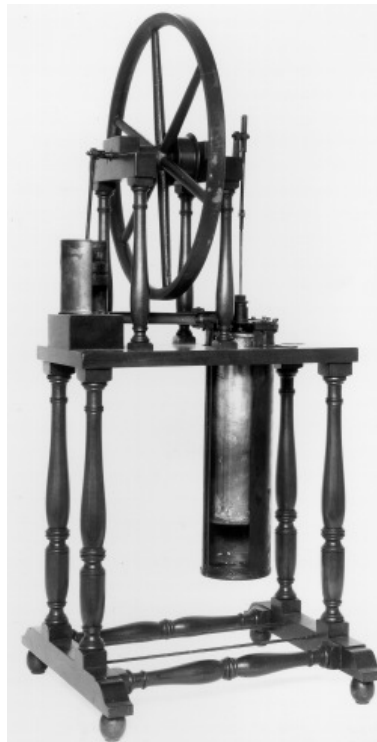


Fig. 2 – Protótipo de motor criado por Robert Stirling, 1815 (SMITH, 1989)

A operação do motor patenteado por Stirling, pode ser assim descrita:

1. O cilindro vertical A é aquecido em sua parte superior por um fluxo de gás quente proveniente da fornalha B. No interior do cilindro A encontram-se o pistão de força D e um pistão de transferência C. Na região intermediária deste pistão, encontra-se um anel constituído de material capaz de absorver e ceder calor chamado regenerador.
2. Quando o pistão C se move para baixo, a maior parte do ar dentro do cilindro dirige-se para a zona quente, expandindo-se, empurrando o pistão de força D para baixo e assim girar o volante.
3. Uma série de bielas movimentam o pistão de transferência para cima, transportando a maior parte do volume de ar através do regenerador para a região fria do sistema onde este é resfriado, a pressão diminui e o ciclo se repete.

Stirling batiza seu invento de Economizador e recebe o registro de patente nº 4081 em Edinburgh, Escócia.

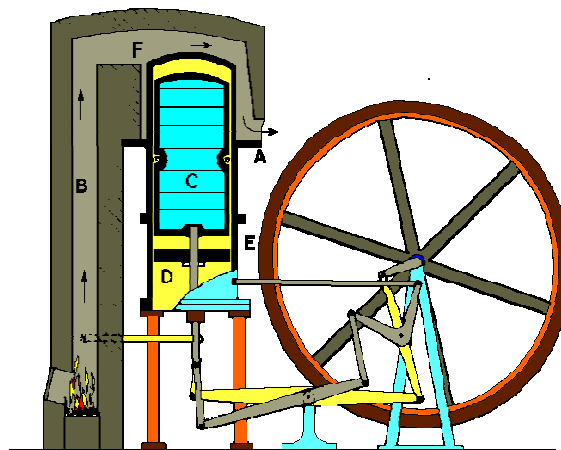


Fig. 3 – O Economizador de Robert Stirling, 1816 (COOLING, 2002)

A simplicidade construtiva e a segurança na operação, o funcionamento silencioso e limpo, juntamente com a utilização de qualquer combustível, tornaram este bastante popular na época. Esses primeiros motores eram de baixa potência: 100W a 4Kw.

CAPÍTULO 3

DESENVOLVIMENTO DOS MOTORES STIRLING

200 A.C. – Conforme relata Thurston (2001), o escritor Hero, da cidade de Alexandria no Egito, descreveu e desenhou em manuscrito, sistema para a abertura das portas do templo de Cestisibus, através de pistão líquido intermitente funcionando segundo o princípio de um motor Stirling.

1816 – Robert Stirling e seu irmão James, segundo Darlington (2005), inventaram o motor Stirling.

1853 – John Ericsson, segundo Walker (1980), construiu um grande motor Stirling para uso em navios, dotado de quatro pistões com diâmetro de 4,2 m e curso de 1,5 m produzindo uma potência de 220 kW a 9 rpm .

1860 – Lehman, segundo Karabulut (2000), construiu um motor Stirling com apenas um cilindro, disposto horizontalmente, com pistão de transferência e sem regenerador.

1871 – Gustav Schmidt segundo Urieli (2006), foi o pesquisador do Instituto Politécnico Alemão que publicou trabalho acerca da análise por ele realizada, sobre as equações que regem o funcionamento de um motor Stirling.

1872 – John Ericsson, segundo Martini (2004), projetou e construiu motor Stirling movido à energia solar.

1876 – Rider, segundo Urieli (2006), adotou um novo conceito de construção de motor na qual os volumes de expansão e compressão do gás ficavam localizados em cilindros diferentes.

1937 – Nos Laboratórios Philips, em Eindhoven, Holanda, segundo Darlington (2005) foram desenvolvidas pesquisas com motores baseados no ciclo de Stirling, com a produção de pequenos geradores de energia elétrica, para rádios e equipamentos de transmissão a serem

utilizados em áreas remotas, empregando novos materiais como o aço inox em sua construção.

1954 – Nos Laboratórios Philips, segundo Walpita (1983), foi desenvolvido motor que utilizava o hidrogênio como gás de trabalho. Este motor produzia 30 kW para uma temperatura máxima de ciclo de 977 K com eficiência de 36%.

1960 – Parker e Malik construíram motor Stirling acionado por energia solar conforme Walker (1980). O equipamento testado consistia de lentes Fresnel, coletor de luz e um motor Stirling.

1971 – William Beale, professor da Mechanical Engineering at Ohio University in Athens, Ohio, EUA, segundo Sunpower (2006) desenvolveu o motor Stirling de pistão livre que eliminava a necessidade de um complicado sistema mecânico para movimentação interna dos pistões, nos modelos existentes.

1974 – Ford Motor Company em cooperação com Philips e United Stirling, segundo Lundholm (1999), desenvolveu o motor Stirling modelo V4X35 para aplicação automobilística, conforme fig.4 e 5.

O motor foi instalado em automóvel de fabricação Ford modelo Taunus, onde foi testado e atingiu a marca dos 10 mil km rodados. Este foi um projeto experimental cujo objetivo foi criar suporte para desenvolvimento de motores Stirling mais potentes. Sua produção em larga escala, não foi adiante, pois o objetivo da United Stirling era a produção de motores com 200 hp de potência para aplicações em ônibus, veículos para transporte em áreas rurais e submarinos.

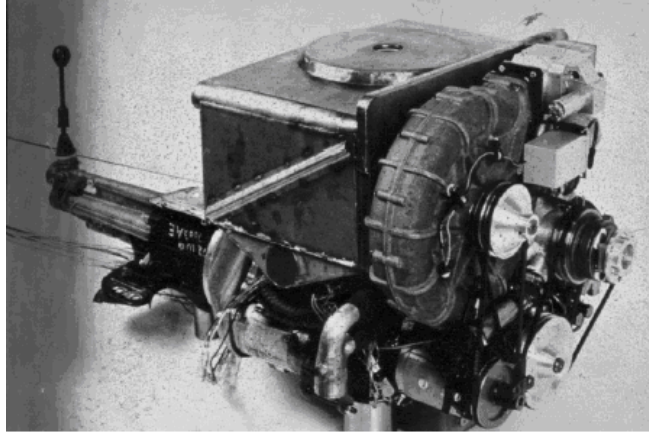


Fig. 4 – Motor V4X35 com caixa de câmbio montada (LUNDHOLM, 1999)

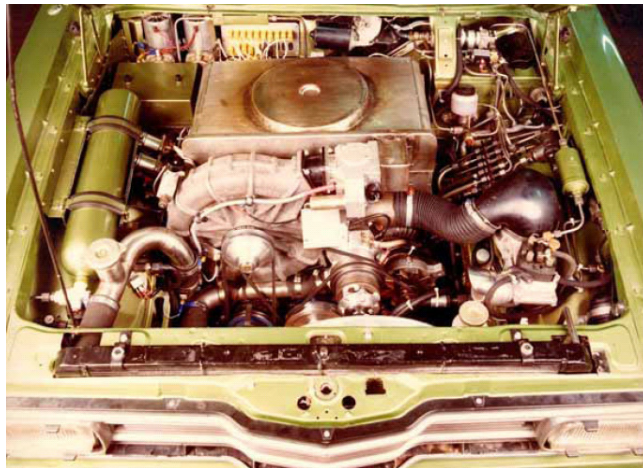


Fig. 5 – Motor V4X35 instalado em Ford Taunus (LUNDHOLM, 1999)

1976 – No Japão, dois projetos de pesquisa e desenvolvimento visaram criar motores Stirling de alto desempenho. No período 1976 a 1981, projeto e fabricação de motores náuticos, foram tocados por empresas sob o patrocínio do Ministério dos Transportes do Japão conforme relata Hirata (1998).

1982 – Desenvolvido no Japão, segundo Hirata (1983), o projeto Japanese Moon Light que tratava de motores Stirling operando com altas diferenças de temperatura para condicionadores de ar.

1983 – Podesser (1999) projetou, construiu e pôs em operação motor Stirling, tendo como fonte de aquecimento gás obtido com a queima de biomassa, para a geração de eletricidade em comunidades na zona rural.

1996 – Berchowitz (2006) desenvolveu sistema de refrigeração baseado no ciclo Stirling com a utilização de energia solar como fonte de calor. Esta tecnologia já vinha sendo estudada pela empresa Sunpower que atua fortemente no setor de energia alternativa.

1998 – Desenvolvido por Hirata (1998), motor Stirling de baixa potência denominado Ecoboy-SCM81 com 100W de potência de eixo, 20% de eficiência térmica temperatura de operação de 700°C, temperatura de expansão de 70 °C e rotação de 1000 rpm.

1999 – Backhaus (2002) do laboratório de Los Alamos, EUA, desenvolveu motor Stirling termo-acústico.

2003 – Universidade Federal de Itajubá (2006) testou nos laboratórios do campus de Itajubá, MG, motor Stirling na configuração Gama, fabricado na Alemanha, potência nominal de 0,5 kW. A montagem do motor foi executada a partir da usinagem e ajuste peças de alumínio fundido, fig.6, fornecidas pelo fabricante com outros componentes usinados ou encontrados no mercado. Esta foi a forma encontrada para baratear os custos da sua produção.

Foram realizados testes com objetivo de verificar a aplicação deste motor em caldeira flamotubular, com a utilização de biomassa como combustível, conforme mostrado na fig.7. Os gases quentes, provenientes da combustão passam pela superfície externa do aquecedor do motor Stirling, inserido no duto de gases da fornalha. O vapor gerado pela caldeira é utilizado para a limpeza do trocador de calor, para a tiragem dos gases e bombeamento de água fazendo com que a instalação não precise de eletricidade para a sua operação.

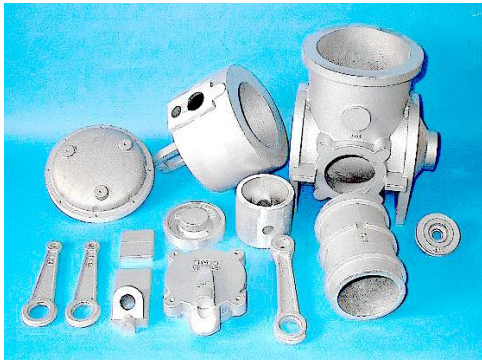


Fig. 6 - Peças fundidas (esq.) e usinadas (dir.) motor Stirling ST 05 G 350 - 500 Watt

(UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ, 2006)



Fig. 7 – Motor ST 05 G 350 montado em caldeira (esq.) e motor (dir.)

(UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ, 2006)

2004 – Cummins (2005) desenvolveu programa para construção de estações de bombeamento de água e geração de energia elétrica em estações de captação e uso de energia solar para acionamento de motor-geradores Stirling.

2005 – Sandia (2006) desenvolveu sistema concentrador solar e motogerador Stirling fig. 8, 9, 10 com capacidade de geração de 25 kW, com 1000 Watts/m² de insolação. O concentrador com área refletora de 90 m² composta de 82 espelhos curvos, faz a luz incidir na

região do trocador de calor de alta temperatura do motor Stirling 4-95 Mark II, fig. 8. Este motor possui 4 cilindros e 95 cm³ de volume de hidrogênio à pressão 200 bar deslocado por curso do pistão. A instalação localizada em Victorville Califórnia, EUA, está prevista para receber 20 mil conjuntos moto-gerador Stirling e concentrador solar. Sua capacidade de geração será de 500 MW e abastecerá com energia elétrica para de 500 mil residências.



Fig. 8 – Conjunto motogerador e concentrador parabólico, Califórnia Edison, EUA (SANDIA, 2006)



Fig. 9 – Conjuntos motogeradores e concentradores parabólicos Califórnia Edison, EUA (SANDIA, 2006)



Fig. 10 – Motor Mark II (SANDIA, 2006)

3.1 Revisão da literatura

Ao longo do tempo a tecnologia baseada no ciclo Stirling tem despertado considerável atenção da comunidade científica e por essa razão, uma quantidade razoável trabalhos de pesquisa e desenvolvimento vem sendo realizada nesta área. Sendo assim são relacionados alguns destes trabalhos, de forma sucinta, os quais apresentaram contribuições relevantes nesta área de interesse.

Hirata (1997) desenvolveu motor Stirling com potência de eixo de 100 W, dotado de cilindro de expansão que pode ser aquecido tanto pela combustão de um gás, quanto por energia solar direta. Seu pistão de transferência possui tubos internos de aquecimento e de resfriamento dentro dos quais o gás circula, estabelecendo um circuito de entrada e saída com tubos externos. O regenerador deste motor está localizado dentro do pistão de transferência.

Para avaliar e atingir bom nível de eficiência final, os pesquisadores desenvolveram para o protótipo construído, um modelo de análise baseado no método isotérmico considerando a perda de pressão no regenerador, o espaço deixado pelo vazamento do gás e as perdas decorrentes do movimento dos mecanismos internos do motor, os quais os autores denominam perdas mecânicas. Para o cálculo da perda de pressão, a análise do modelo adotou a prática de considerar os efeitos das áreas de entrada e saída na distribuição da velocidade do gás dentro de regenerador. O compensador de perda pode ser calculado através de três métodos desenvolvidos: o isotérmico, o adiabático e aquele que segue o modelo de transferência de calor.

Karabulut (2000) desenvolveu trabalho experimental relativo a vazamentos e perdas de gás, concluindo que estes fatores são decisivos para a eficiência térmica dos motores Stirling. O vazamento do gás ocorrido durante o ciclo de funcionamento do motor, do seu espaço interno para o virabrequim, aumenta devido à diferença de pressão existente entre este e o espaço de trabalho. Com o objetivo de eliminar esse tipo de vazamento, na interface da

região do espaço interno com o virabrequim, os autores sugerem que este fique localizado no mesmo espaço de forma estanque, com o gás.

Desta forma materiais com melhores resistências à temperatura são necessários na construção do motor. A potência final de eixo também pode ser acrescida pelo aumento da superfície interna do trocador de calor de alta temperatura. Também é necessário melhorar o coeficiente de condutibilidade térmica desta superfície. Isto pode ser verificado através da avaliação de diferentes formas ou perfis de superfícies, ao invés do emprego de superfícies com bom acabamento superficial. Pistões construídos em ferro fundido sem anéis de vedação que não requerem lubrificação regular têm sido usados com sucesso nestes casos.

Kongtragool (2003) concluiu que os novos materiais e os processos de transferência de calor são as chaves do sucesso dos motores Stirling atualmente desenvolvidos. Uma boa transferência de calor necessita de alto fluxo de massa, assim, um gás com baixa viscosidade é usado para reduzir as perdas decorrentes da sua movimentação dentro do motor, uso de altas pressões para reduzir a necessidade de alto fluxo ou simplesmente a combinação destes dois fatores.

Os atuais esforços de pesquisa e desenvolvimento, em motores Stirling de baixa diferença de temperatura, movidos a energia solar, apresentam um futuro promissor. Os níveis de eficiência alcançados são relativamente baixos, mas em compensação a confiabilidade de operação é alta e o custo de produção é baixo. Simplicidade e confiabilidade são as chaves para um baixo custo efetivo deste tipo de motor.

O objetivo dos pesquisadores foi encontrar soluções exequíveis, que conduzam a conceitos preliminares, visando o projeto de motores Stirling de baixa diferença de temperatura, movidos a energia solar. Isto porque este motor tem despertado interesse em aplicações nas áreas rurais, daí a necessidade de sua construção simples. A configuração Gama é a mais adequada para este tipo de aplicação, segundo os pesquisadores; com cilindros

de dupla ação na vertical e aquecimento a energia solar. Para quando a energia solar não estiver disponível, a possibilidade de uso de outra fonte de calor deve ser prevista e também que esta possa advir da queima de qualquer combustível material existente na região. A estrutura de suporte que permite o posicionamento do motor em relação ao Sol ou à outra fonte de calor é também parte importante deste projeto.

Para a aplicação com energia solar, o foco do refletor deste sistema deve incidir diretamente sobre a região do trocador de alta temperatura do motor, para aquecimento do gás e sua movimentação, através do cilindro de transferência. Como esta região absorve grande quantidade de calor, ela deve estar suficientemente dimensionada para suportar altos níveis de temperatura e pressão. Desta forma o calor é movimentado dentro do cilindro de transferência, com a atuação do pistão de transferência; o ar é expandido, sobre a pressão gerada pelo aquecimento e movimenta o pistão de força. Este movimenta o virabrequim desenvolvendo potência de eixo disponibilizada pelo motor.

Kongtragool (2005) relata que, para determinação da potência de eixo de motores Stirling de baixo diferencial de temperatura, na configuração Gama, com parâmetros de projeto inicialmente desconhecidos, as fórmulas de Schmidt e de West são mais difíceis de usar, comparando-as com as fórmulas de Beale e da pressão média de trabalho.

Em princípio a fórmula de Beale é de mais simples aplicação, entretanto, um valor acurado para o número de Beale é crítico e os dados existentes, até então, não se encontram disponíveis para os motores Stirling de baixo diferencial de temperatura. A fórmula da pressão média de trabalho permite trabalhar com a mesma simplicidade da fórmula de Beale podendo ser empregada para toda faixa de temperatura.

Para fins de projeto, a fórmula da pressão média de trabalho pode ser usada para calcular a taxa de potência de saída, ou inversamente, avaliar os parâmetros de operação do motor Stirling para uma dada potência final. Já a fórmula da pressão média de trabalho

permite iniciar o processo de projeto mais rapidamente. Para o motor Stirling de baixo diferencial de temperatura, este estudo indicou que a potência de eixo fornecida pode ser diretamente calculada a partir da fórmula da pressão média de trabalho.

Çinar (2005) projetou e construiu motor Stirling na configuração Gama, com 276 cm^3 de volume deslocado por curso de pistão. O motor foi testado, com a utilização de ar e hélio como fluidos de trabalho e empregou fornalha elétrica como fonte de aquecimento. As características de trabalho deste motor foram obtidas dentro da faixa de 700 a 1000 °C de temperatura desta fonte, com pressões na faixa de 1 a 4,5 bar. A potência máxima foi obtida com uso de hélio e com temperatura da fonte de 1000°C a 4 bar de pressão de trabalho.

O torque máximo obtido foi de 2 Nm nestas mesmas condições. Este motor forneceu $0,464 \text{ W/cm}^3$ de volume deslocado e $0,107 \text{ W/cm}^2$ por área de troca de calor. O uso de hélio permitiu o desenvolvimento de potência de eixo em níveis elevados, em comparação com os valores atingidos com ar. Para cada temperatura da região quente do motor, uma pressão ótima de trabalho foi observada. Isso foi explicado pelo fato do pistão de transferência fornecer um incremento de calor. A diferença entre a temperatura da fornalha e a encontrada da região quente do motor não foi significativa.

Dyson (2004) apresentou estudo sobre o ciclo Stirling, onde são abordadas técnicas para modelagem completa destes motores, através de programas ou códigos existentes no mercado. Estas ferramentas permitem ampliar as possibilidades de simulação de movimentos dos componentes do motor e deformações ocorridas. Melhorias adicionais, neste tipo de análise, requerem pesquisas nas áreas de modelamento numérico de regeneradores, os quais segundo o autor talvez sejam a região do motor Stirling mais difícil e a mais importante a ser modelada. Esta tarefa requer combinação de simulação numérica direta com métodos numéricos de alta eficiência, rodados em computadores paralelos. Uma das mais recentes

simulações de meios porosos foi apresentada neste trabalho pelos autores e parecem indicar a tendência de modelagem através de métodos de elevado nível para este tipo de atividade.

Foi apresentada neste trabalho, uma revisão das vantagens de uso de recentes métodos de modelamento por volumes finitos, junto com nova abordagem para atingir altos níveis de simulação de funcionamento de motores Stirling.

CAPÍTULO 4

O CICLO STIRLING

Segundo Martini (2004) o ciclo Stirling é definido como uma seqüência de processos de compressão e expansão isotérmicas de um gás, com seu aquecimento e resfriamento a volume constante.

O ciclo Stirling pode ser descrito por dois processos isotérmicos e dois processos isocóricos. Este ciclo pode ser usado tanto para produzir trabalho mecânico a partir de energia térmica, quanto para transferência de calor a partir de energia mecânica.

A distribuição dos processos do ciclo Stirling ideal está mostrada na fig.11.

1-2 Processo de compressão isotérmica, com liberação de calor, na região do trocador de calor de baixa temperatura ou região fria.

2-3 Processo de transferência de calor a volume constante, do regenerador para o gás com absorção de calor (Q_{23}).

3-4 Processo de expansão isotérmica, com absorção de calor, na região do trocador de calor de alta temperatura ou região quente, com liberação de energia mecânica.

4-1 Processo de transferência de calor a volume constante, do gás para o regenerador durante seu deslocamento da região de expansão para a região de compressão, com rejeição de calor ($Q_{41} = Q_{23}$).

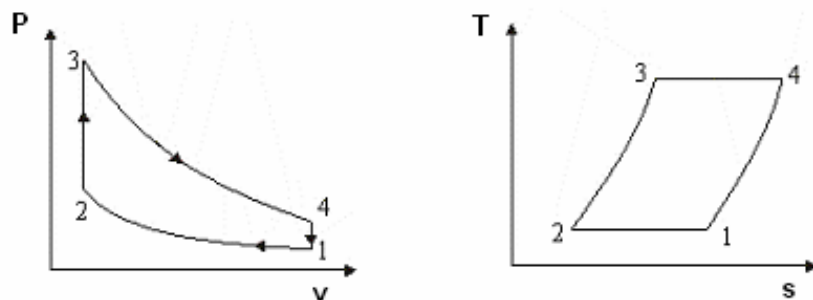


Fig. 11 – Diagramas P x V e T x s do ciclo Stirling (WYLEN, 2003)

Segundo Kongtragool (2003) o ciclo Stirling ideal apresenta três vantagens teóricas. Primeira vantagem: a eficiência térmica do ciclo com regeneração ideal é igual à obtida pelo ciclo de Carnot, operando entre as mesmas temperaturas. Durante o curso do cilindro, o regenerador que armazena temporariamente a energia sob forma de calor, rapidamente absorve e libera calor para o gás. Por essa razão a quantidade de calor tomada da fonte externa é reduzida, resultando assim em aumento da eficiência térmica.

A segunda vantagem é obtida pela substituição de dois processos isoentrópicos por dois processos isocóricos, portanto a volume constante. Essa substituição resulta em aumento da área do diagrama. Um considerável incremento de trabalho fornecido pelo ciclo de Stirling é obtido sem que haja a necessidade de empregar altos valores de pressão de trabalho e grandes volumes de gás deslocados.

O ciclo de Stirling comparado com o de Carnot, dentro dos mesmos limites de pressão volume e temperatura, são mostrados na fig. 12. As áreas hachuradas 2C-2-3 e 1-4C-4 indicam o trabalho adicional disponível pela substituição dos processos isoentrópicos por isocóricos.

Os processos isotérmicos que ocorrem no ciclo de Carnot 1-2C e 3-4C são respectivamente aplicados nos processos 1-2 e 3-4. A quantidade de trabalho disponível é incrementada na mesma proporção com que o calor é absorvido ou rejeitado no ciclo de Stirling.

A terceira vantagem vem da comparação com os motores com pistão movidos a vapor dentro dos mesmos limites de temperatura, relações de volume, massas de gás, pressão interna e mecanismos com rendimento mecânico parecidos, sendo assim, o ciclo ideal de Stirling apresenta a máxima eficiência mecânica possível.

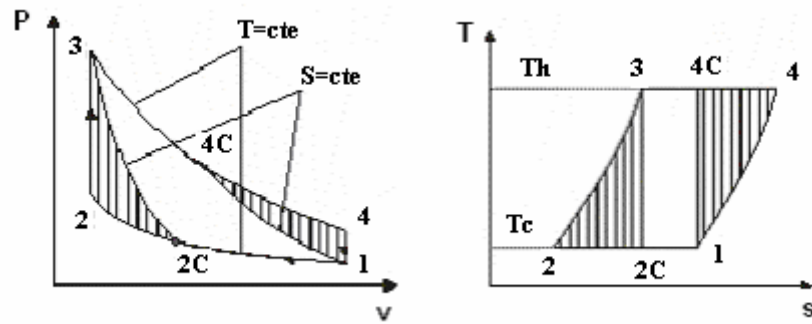


Fig. 12 – Os ciclos de Carnot e Stirling (KONGTRAGOOL, 2003)

4.1 Funcionamento do motor segundo o ciclo Stirling

O gás contido no interior do motor Stirling, normalmente ar, hélio ou hidrogênio, ao ser aquecido por uma fonte de calor externa, tem sua pressão elevada. Esta empurrará um pistão e o deslocamento resultante, transmitido por um mecanismo produzirá trabalho. A massa de gás é resfriada, sua pressão cai e o pistão retorna à sua posição inicial, completando assim o ciclo de funcionamento. Este ciclo é repetido para essa mesma massa de gás com uma determinada frequência e isso fará o motor funcionar. Não há processo de ignição, carburação, atuação de válvulas e explosão.

No motor Stirling de configuração Alfa, o ciclo de funcionamento composto pelos processos de expansão, transferência, contração e nova transferência, é descrito da seguinte maneira:

No processo de expansão, a maior parte do gás se encontra no cilindro do trocador de alta temperatura onde recebe calor, se expande e movimenta os pistões nas direções indicadas na fig.13.

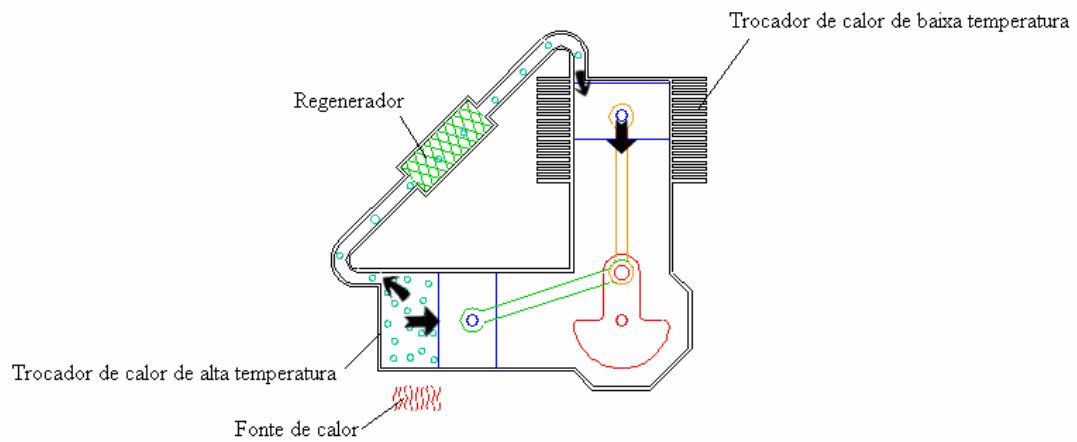


Fig. 13 – Processo de expansão do gás (KEVENEY, 2006)

No processo de transferência, o gás é expandido e aproximadamente $2/3$ do seu volume permanece no cilindro do trocador de calor de alta temperatura. O momento angular fornecido pelo volante do motor leva o virabrequim a uma rotação de 90° .

No processo de contração, a maior parte do gás expandido desloca-se para o cilindro do trocador de calor de baixa temperatura, onde é resfriado e contraído.

No processo de transferência, o gás ainda está contraído dentro do cilindro do trocador de calor de baixa temperatura. O momento angular fornecido pelo volante do motor leva o virabrequim a uma rotação de 90° , transferindo assim o gás de volta para o cilindro do trocador de calor de alta temperatura e completando o ciclo de funcionamento.

O motor Stirling na configuração Alfa é conceitualmente bastante simples, entretanto tem como desvantagem o fato de ambos os pistões necessitarem de boa vedação para conter o gás e evitar perdas durante seu funcionamento.

Segundo Karabulut (2005), o ciclo Stirling real difere do ciclo teórico, pois este último consiste de dois valores constantes de temperatura e dois processos também a volume constante.

Para análises termodinâmicas de motores Stirling, algumas aproximações foram delineadas. Gustav Schmidt, em 1871 introduziu uma destas aproximações, assumindo que o

gás no trocador de calor, tem a mesma temperatura da fonte de calor. Nesta análise ao invés de empregar o processo teórico, o processo real desenvolvido pelos pistões do motor em movimento senoidal com ângulo de fase de 90° é que foi utilizado.

Outro tipo de análise termodinâmica foi elaborado por Finkelstein em 1967, conhecida como análise nodal, onde o volume total do motor Stirling é dividido em subvolumes. Durante a análise do ciclo, as temperaturas nestes subvolumes são calculadas para diferentes intervalos de tempo através da 1ª Lei da Termodinâmica. Nesta análise, as variações instantâneas de temperaturas nas paredes do motor são levadas em conta. Urieli (2006) relata as melhorias implementadas neste método, com objetivo de contemplar os efeitos decorrentes de vazamentos, perdas de calor e de fluxo.

4.2 Eficiência do ciclo Stirling

Segundo Howell (1977) para o ciclo Stirling padrão, as quantidades de calor absorvida e rejeitada por unidade de massa de gás, podem ser expressas por:

$$Q_{\text{absorvido}} = x \cdot c_v (T_H - T_C) + RT_H \ln \frac{v_1}{v_2} \quad (4.1)$$

$$Q_{\text{rejeitado}} = x \cdot c_v (T_C - T_H) + RT_C \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (4.2)$$

Onde: x é a fração do desvio da regeneração ideal, isto é, $x = 1$ para processo sem regeneração e $x = 0$ para regeneração ideal.

A eficiência do ciclo pode então ser expressa por:

$$\eta_s = \frac{\Sigma Q}{Q_{\text{absorvido}}} = \frac{(T_H - T_C)R \ln \frac{v_1}{v_2}}{x.c_v(T_H - T_C) + R \ln \frac{v_1}{v_2}} \quad (4.3)$$

Ou:

$$\eta_s = \frac{1 - \frac{T_C}{T_H}}{1 + \left(\frac{x.c_v}{R \ln \frac{v_1}{v_2}} \right) \left(1 - \frac{T_C}{T_H} \right)} = \frac{1 - \frac{1}{\theta}}{1 + C_s \left(1 - \frac{1}{\theta} \right)} \quad (4.5)$$

Onde:

$$\theta = \frac{T_H}{T_C} \quad (4.6)$$

$$C_s = \frac{x.c_v}{R \ln \frac{v_1}{v_2}} \quad (4.7)$$

4.3 Diagrama de movimento do motor Stirling na configuração Gama

Conforme descrito por Kongtragool (2003), os movimentos dos pistões de força e de transferência requerem um sincronismo com diferentes ângulos de fase, conforme mostrado na fig.14. Existe uma diferença prevista e devidamente calculada de tempo e deslocamento que não deixa ambos os pistões movimentarem-se para frente e para trás ao mesmo tempo. Para se obter o movimento com este sincronismo, as posições destes pistões devem estar defasadas em 90° , com o deslocamento do pistão de transferência sempre comandando o do pistão de força, ou seja, à frente.

A função do cilindro de transferência é transferir o gás de uma extremidade à outra do cilindro que o contém. A função do pistão de força é converter a expansão do gás à alta temperatura em movimento, através do virabrequim e do volante do motor. A fig.15 mostra o quanto o movimento senoidal pode ser adequado ao movimento ideal do motor Stirling.

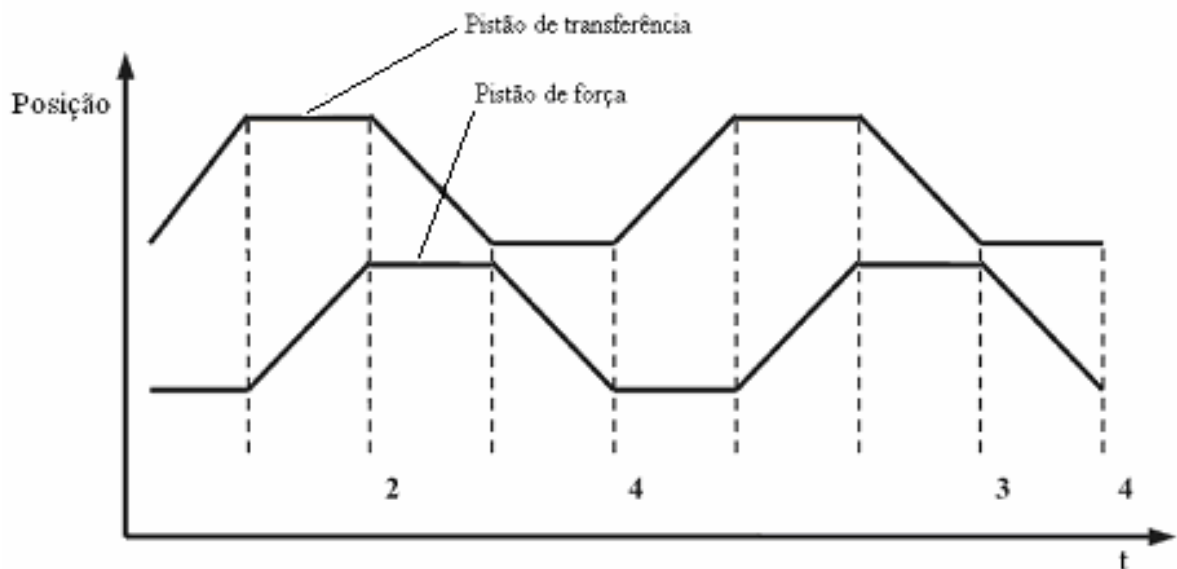


Fig. 14 – Diagrama movimento ideal de motor Stirling, configuração Gama (KONGTRAGOOL, 2003)

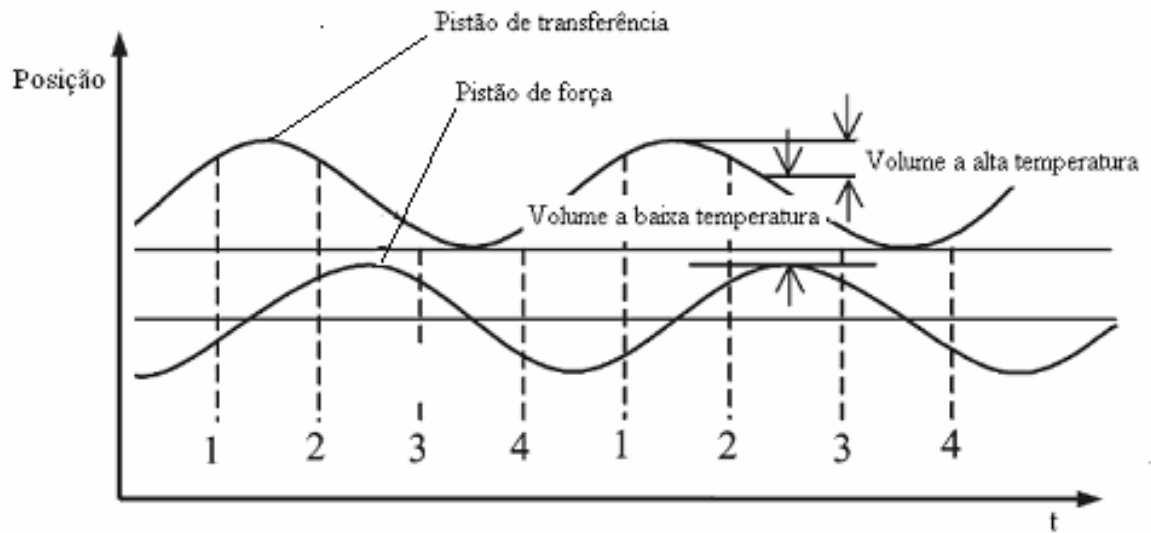


Fig. 15 – Diagrama movimento senoidal ideal motor Stirling, configuração Gama (KONGTRAGOOL, 2003)

CAPÍTULO 5

O MOTOR STIRLING

Segundo Martini (2004), uma máquina térmica é caracterizada como motor Stirling quando:

1. O gás está contido em um recipiente com aproximadamente a mesma pressão em cada fase do ciclo de funcionamento.
2. O gás é manipulado, sendo comprimido na região fria e expandido na região quente do motor.
3. A transferência do gás comprimido da região fria para a região quente do motor é realizada por movimentação das suas fronteiras sem a atuação de válvulas ou bombas. A transferência do gás expandido da região quente para a região fria do motor é realizada da mesma forma.
4. Um fluxo reverso do regenerador ou trocador de calor regenerativo pode ser usado para aumentar a eficiência do processo.

O motor Stirling passa por quatro processos físicos básicos: compressão, aquecimento, expansão e resfriamento. Estes processos ocorrem em seqüência contínua, onde uma fase tem início antes do término da anterior. Os processos ocorrem também em diferentes regiões do motor, mas suas fronteiras não são bem definidas.

Uma visão geral do motor Stirling é a de um espaço contendo gás quente e outro contendo gás frio, conectados por trocadores de calor, ou seja, pelo aquecedor, resfriador e regenerador. Com o funcionamento do motor produzindo potência, o gás é comprimido na região fria sendo transferido para a região quente, onde este é novamente expandido retornando assim para a região fria.

5.1 Configurações básicas

Vários componentes mecânicos são combinados para constituir o motor Stirling e com o tempo, este fato resultou no surgimento de grupos de motores construídos de forma semelhante, com características e aspectos comuns. Estes grupos foram classificados em configurações, sendo as mais conhecidas denominadas Alfa, Beta e Gama.

5.1.1 Configuração Alfa

A configuração Alfa, fig.16, é caracterizada pelo arranjo de dois cilindros separados conectados em série, trocador de calor de alta temperatura, regenerador e trocador de calor de baixa temperatura. O regenerador é um trocador de calor composto por matriz de tubos, metal poroso, ou ainda simplesmente uma cadeia ou labirinto de placas finas de metal, cujas superfícies trocam calor com o gás, que está completamente isolado das partes móveis do motor em suas câmaras.

Nesta configuração há dois pistões e dois trocadores de calor, indicados na fig.17. Um pistão atua na região quente ou no trocador de calor de alta temperatura outro pistão atua na região fria ou no trocador de calor de baixa temperatura. Estes pistões são ligados a um virabrequim ou sistema de alavancas que determina o tempo necessário de atuação, para o fluxo ideal de gás no motor Stirling.

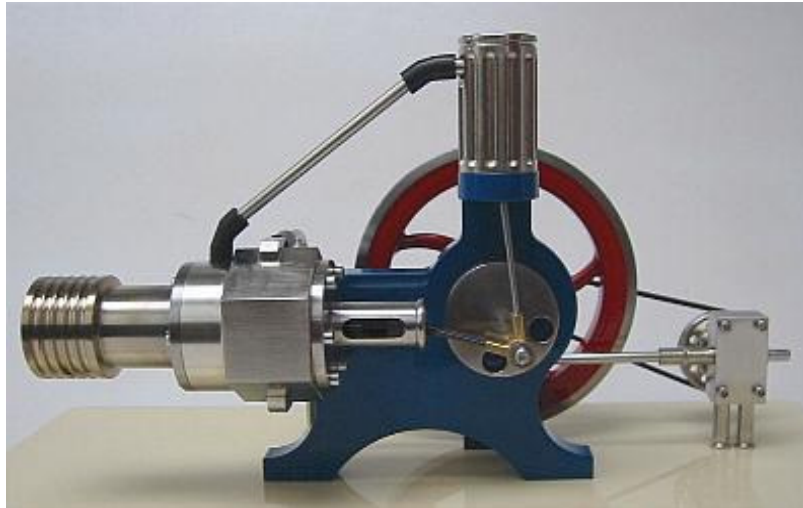


Fig. 16 – Configuração Alfa de motor Stirling (HOWELL, 2006)

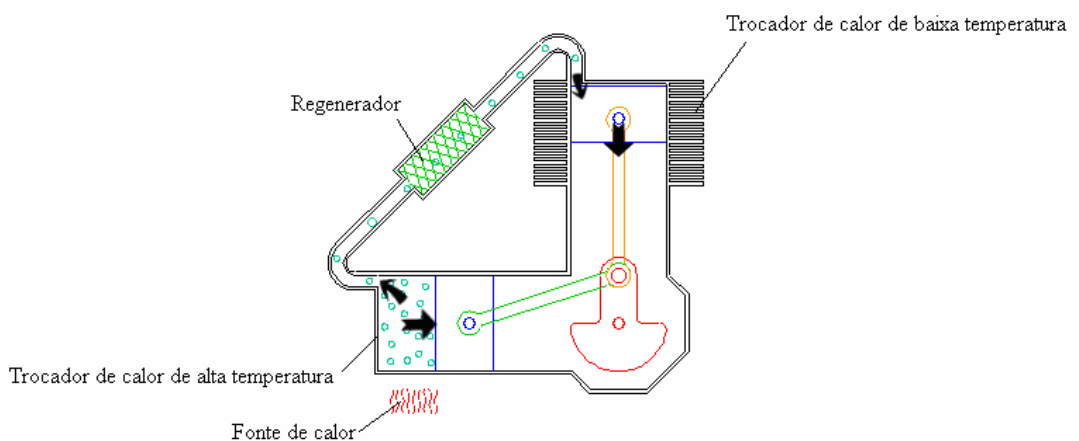


Fig. 17 – Funcionamento do motor na configuração Alfa (KEVENEY, 2006)

No processo de expansão, a maior parte do gás se encontra no cilindro do trocador de calor de alta temperatura. Este fluido recebe calor, se expande e movimenta ambos os pistões na direção indicada na fig.17.

No processo de transferência, o gás foi expandido e aproximadamente $2/3$ do seu volume ainda permanece no cilindro do trocador de calor de alta temperatura. O momento angular fornecido pelo volante do motor leva o virabrequim a uma rotação de 90° .

No processo de contração, a maior parte do gás expandido desloca-se para o cilindro do trocador de calor de baixa temperatura, onde é resfriado e contraído, movimentando ambos os pistões.

No processo de transferência, o gás ainda está contraído dentro do cilindro do trocador de calor de baixa temperatura. O momento angular fornecido pelo volante do motor leva o virabrequim a uma rotação de 90° , transferindo assim o gás de volta para o cilindro do trocador de calor de alta temperatura, completando assim o ciclo de funcionamento.

O motor Stirling de configuração Alfa é conceitualmente bastante simples, entretanto tem como desvantagem o fato de ambos os pistões necessitarem de boa vedação para evitar o vazamento do gás.

5.1.2 Configuração Beta

A configuração Beta, apresentada na fig.18, é considerada o clássico motor Stirling pois este foi o mecanismo originalmente projetado por Robert Stirling, patenteado em 1816. Este motor foi aperfeiçoado por Lehmann e serviu de base para Gustav Schmidt fazer as primeiras e análises matemáticas sobre seu ciclo de funcionamento em 1871.

O motor de configuração Beta é constituído de um único cilindro, dotado de duas regiões de troca de calor, sendo uma de alta e outra de baixa temperatura. No interior do cilindro estão o pistão de transferência e o pistão de força. O pistão de transferência tem o comprimento maior do que o pistão de força e seu diâmetro permite a existência de folga com as paredes do cilindro. Assim seu movimento não altera o volume do gás dentro do cilindro; ele meramente o transfere de uma região para outra.

O pistão de força, localizado na região de baixa temperatura do cilindro, movimenta-se pela compressão e expansão do gás. Para um motor Stirling, de configuração Beta, durante o processo de expansão a maior parte do gás se encontra na região de alta temperatura do cilindro. O gás recebe calor, se expande e movimenta o pistão na direção indicada na fig.19.

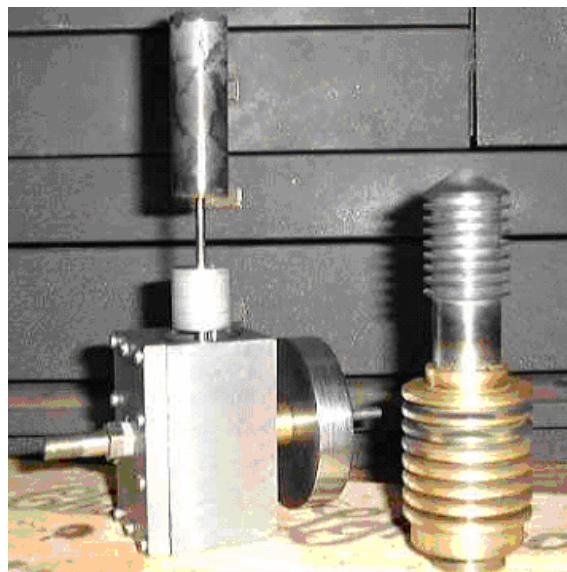


Fig. 18 – Motor Stirling configuração Beta (SYMANSKI, 2006)

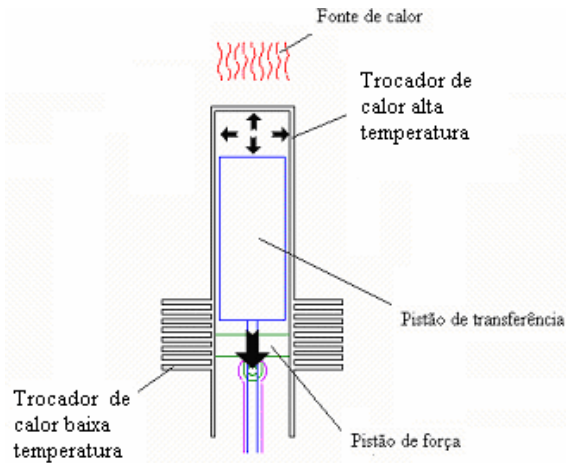


Fig. 19 – Funcionamento do motor na configuração Beta (KEVENEY, 2006)

No processo de transferência, o gás foi expandido e a maior parte do gás permanece na região de alta temperatura do cilindro. O momento angular do volante faz com que o girabrequim do motor gire 90° , deslocando o pistão de transferência que leva o gás para a região de baixa temperatura do cilindro.

No processo de contração, a maior parte do gás expandido é deslocada para a região de baixa temperatura do cilindro onde sofre contração e movimenta o pistão.

No processo de transferência, o gás ainda está na região de baixa temperatura do cilindro. O momento angular fornecido pelo volante do motor leva o virabrequim a uma rotação de 90° , movimentando o pistão de transferência, que levará o gás de volta para a região de alta temperatura do cilindro, completando o ciclo.

5.1.3 Configuração Gama

A configuração Gama mostrada na fig.20, é derivada da configuração Beta porém de mais fácil construção. Esta configuração é constituída por dois cilindros separados cada qual com seu pistão e ambos conectados. O pistão que atua na região quente é movimentado, levando o gás entre a região de alta e de baixa temperatura do cilindro, através do aquecedor, regenerador e resfriador conforme fig.21.

A configuração Gama com arranjo de pistões duplos é teoricamente aquela que oferece o melhor desempenho mecânico; apresenta também boas condições de pressurização segundo Kongtragool (2003).



Fig. 20 – Motor Stirling configuração Gama (HOWELL, 2006)

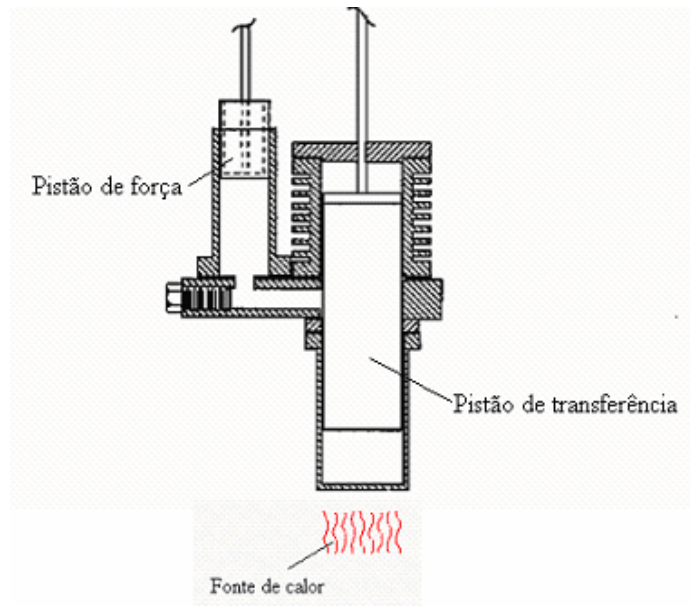


Fig. 21 – Funcionamento do motor na configuração Gama (STIRLING, 2006)

Segundo Steele (1994), na fase de aquecimento, o pistão de transferência está na posição conhecida como ponto morto inferior, enquanto o pistão de força está na metade do seu curso comprimindo o gás através da região do trocador de calor de baixa temperatura ou resfriador.

O gás é comprimido com o deslocamento do pistão de transferência e se desloca da região fria para a região quente do cilindro de transferência.

O gás está novamente na região quente do cilindro, expande-se e passa através da folga existente entre suas paredes e as do pistão de transferência, fazendo que o pistão de força seja deslocado para cima.

Quando o pistão de força atinge o ponto de máximo deslocamento ou ponto morto superior, o pistão de transferência está no ponto médio do seu curso e o gás existente na região fria do cilindro se contrairá, permitindo que o ciclo seja reiniciado.

As configurações construtivas Alfa, Beta e Gama, apresentadas neste trabalho, são as mais comumente encontradas nas diversas áreas de aplicação verificadas. Existem, entretanto inúmeras outras configurações de motores Stirling, tais como a do tipo Pequeno Diferencial

de Temperatura, fig.22, construídas nas mais variadas formas de mecanismo, mas funcionando segundo o mesmo ciclo termodinâmico.

Segundo Kongtragool (2003) um motor Stirling com pequeno diferencial de temperatura (PDT) funciona com pequenas diferenças de temperatura entre a região quente e fria, conforme demonstrado pelo por Ivo Kolin em 1983, da Universidade de Zagreb, Croácia. Motores Stirling com esta configuração podem ser de dois tipos: o primeiro batizado Ringbom opera com um eixo simples onde apenas o pistão de força está conectado ao volante e o segundo, conhecido como motor cinético, onde tanto o pistão de força como o pistão de transferência, estão conectados ao seu volante.



Fig. 22 - Motor Stirling Configuração Pequeno Diferencial de Temperatura (PDT)

(STIRLING, 2006)

5.2 Pontos fortes e fracos dos motores Stirling

Podem ser citados como pontos fortes dos motores Stirling:

- Não agride o meio ambiente ao utilizar fonte de calor não poluente, como luz solar.
- O calor fornecido ao motor é proveniente de fonte externa, sendo assim a mistura ar-combustível pode ser mais bem controlada.
- O motor funciona com o aquecimento direto proveniente de qualquer fonte de calor e não apenas por aquele proveniente de combustão.
- Através do regenerador utiliza em seu funcionamento, o calor que normalmente não é aproveitado em outros tipos de motores.
- Um processo contínuo de combustão pode ser utilizado para fornecer calor, logo a emissão de combustível residual não queimado pode ser sensivelmente reduzida.
- A maior parte dos motores Stirling tem rolamentos e vedações localizados na região fria, conseqüentemente requerendo menos lubrificação e maiores intervalos de manutenção comparativamente aos motores de combustão interna.
- O motor como um todo é muito menos complexo que qualquer outro tipo de motor alternativo.

- Opera com valores relativamente baixos de pressão, o que os torna muito mais seguros, comparado com os demais motores a vapor.
- Baixos valores de pressão em sua operação permitem o uso de cilindros de construção menos robustas e mais leves.
- Podem ser construídos para operar silenciosamente e sem o uso de ar, para uso em submarinos.
- Alta confiabilidade, uma vez que possui poucos componentes em sua construção e não possui sistema de ignição, o que diminui as vibrações decorrentes do seu funcionamento.
- Sua partida é mais fácil e funciona com mais eficiência em climas frios.

Podem ser citados como pontos fracos dos motores Stirling:

- Requer o uso de trocadores de calor que contém o gás sob pressão com boa resistência à corrosão. Este fator tem contribuído para onerar os custos de fabricação.
- Elevada razão peso-potência produzida.
- A potência fornecida é constante, sendo difícil variá-la rapidamente.

- Sua partida requer um tempo maior comparado aos motores de combustão interna e motores elétricos.

- Na maioria das vezes são necessários sistemas auxiliares para manter a quantidade de gás constante, uma vez que vazamentos são passíveis de ocorrer.

- Necessidade de boa vedação para evitar vazamento do fluido de trabalho que se encontra a valores elevados de pressão e sua contaminação por lubrificantes.

- O custo de fabricação dos motores Stirling ainda é um fator que restringe sua aceitação para aplicações rotineiras.

CAPÍTULO 6

METODOLOGIA DE PROJETO DE MOTORES STIRLING

A invenção do motor Stirling em 1816 estava à frente do conhecimento científico da época. A análise do ciclo que descrevia seu funcionamento foi publicada em 1871 por Gustav Schmidt. (URIELI, 2006).

6.1 Análise isotérmica de Schmidt

Segundo Dyson (2004) a análise feita resultou em soluções de forma fechada para casos especiais de variações senoidais isotérmicas de volume, de calor e volumes resfriados. O modelo de equações resultante da abordagem isotérmica pode ser integrado por métodos computacionais, mas uma solução fechada é conhecida para o movimento senoidal adotado. Esta análise não considera perdas ocorridas durante o processo sendo que, para casos reais, é aplicado um fator para levar em conta essas perdas.

Urieli (2006) relata que a suposição principal da análise é que o gás no espaço de expansão do trocador de calor de alta temperatura ou aquecedor encontra-se à temperatura máxima e constante de aquecimento; o gás no espaço de compressão do trocador de calor de baixa temperatura ou resfriador encontra-se à temperatura mínima de resfriamento, também constante.

Este comportamento isotérmico do gás torna possível gerar uma expressão simples para a pressão de trabalho do gás, em função das variações de volume. Schmidt também assumiu que estas variações de volume ocorrem de forma senoidal, conforme fig. 15. Esta consideração de que os espaços de trabalho apresentam comportamento isotérmico, implica que os trocadores de calor, incluindo o regenerador, são perfeitos, apresentando distribuição de temperatura igualmente perfeita.

O modelo do motor, fig. 23, é uma série de cinco componentes conectados em série, a saber: espaço de compressão “c”, resfriador “k”, regenerador “r”, aquecedor “h” e espaço de expansão “e”. Cada componente é considerado homogêneo e o gás nele contido é representado pela sua massa instantânea “m”, temperatura absoluta T, volume V e pressão P identificados pelos sufixos “c”, “k”, “r”, “h” respectivamente.

O desenvolvimento das equações da análise encontra-se no APÊNDICE A.

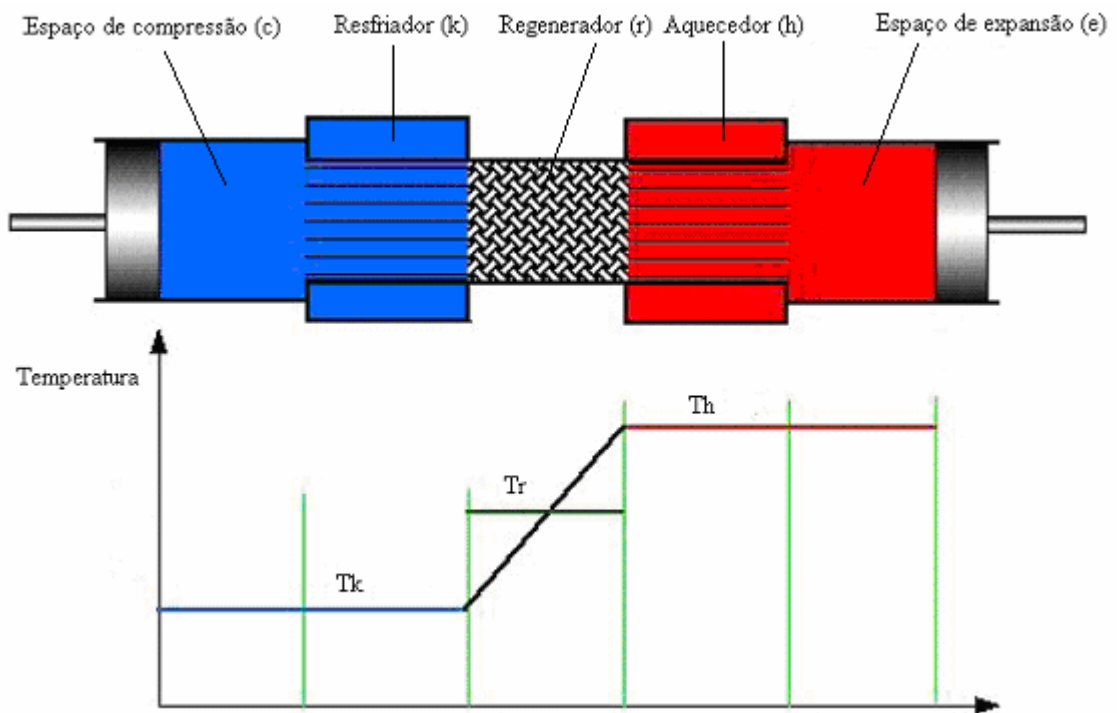


Fig. 23 - Modelo ideal isotérmico (DYSON, 2004)

As equações resultantes da abordagem isotérmica de Schmidt são:

$$P = \frac{MR}{\left(\frac{V_c}{T_k}\right) + \left(\frac{V_k}{T_k}\right) + \left(\frac{V_r \ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)}{(T_h - T_k)}\right) + \left(\frac{V_h}{T_h}\right) + \left(\frac{V_e}{T_h}\right)} \quad (6.14)$$

$$Q_e = W_e = \oint \left(P \frac{dV_e}{d\theta} \right) d\theta \quad (6.15)$$

$$Q_c = W_c = \oint \left(P \frac{dV_c}{d\theta} \right) d\theta \quad (6.16)$$

$$W = W_c + W_e \quad (6.17)$$

$$\eta = \frac{W}{Q_e} \quad (6.18)$$

6.2 Equações de Schmidt segundo Hirata

Hirata (1997) relata que a teoria de Schmidt possibilita o desenvolvimento de método de cálculo para motores Stirling, fundamentado na expansão e compressão isotérmicas de um gás ideal. O volume do motor será calculado através da sua geometria interna. Quando o volume, massa do gás e as temperaturas são determinadas, a pressão é calculada através da equação para um gás ideal $P.V = m.R.T$. Desta forma o motor Stirling pode ser dimensionado adotando-se as seguintes premissas:

1. Não há perda de pressão nos trocadores de calor e não há diferença de pressão interna.
2. Os processos de expansão e de compressão variam isotermicamente.
3. As condições do gás variam conforme as de um gás ideal.
4. A regeneração é perfeita.
5. O espaço morto de expansão mantém a temperatura T_e do gás durante sua expansão e o espaço morto de compressão mantém a temperatura T_c do gás durante sua compressão.
6. A temperatura do gás no regenerador é igual à média das temperaturas de expansão e de compressão do gás.
7. O espaço de expansão V_e e o espaço de compressão V_c variam conforme uma curva senoidal.

6.2.1 Análise de motor Stirling na configuração Alfa

Hirata (1997) representa na fig. 24, modelo de motor Stirling na configuração Alfa utilizado na análise baseada na teoria de Schmidt.

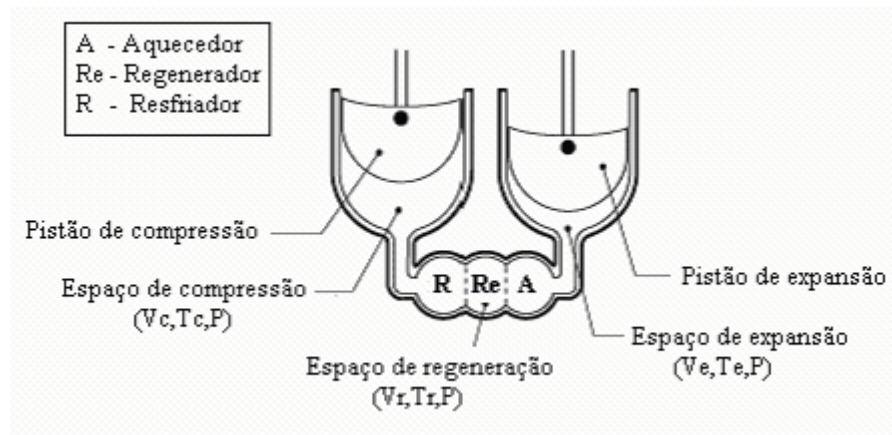


Fig. 24 – Modelo de motor Stirling configuração Alfa (HIRATA, 1997)

Determinam-se inicialmente os volumes dos cilindros de expansão e compressão para um dado ângulo θ do virabrequim. Este ângulo é definido como igual a zero quando o pistão de expansão está no ponto mais alto, ou seja, no ponto morto superior.

Segundo Hirata (1997) o volume de expansão instantâneo V_e é descrito em função do volume deslocado durante o processo de expansão V_{de} , o ângulo do virabrequim θ e o volume morto V_{me} correspondente ao espaço do ponto morto superior, conforme a premissa 7, pg. 56.

$$V_e = \left(\frac{V_{de}}{2} \right) (1 - \cos \theta) + V_{me} \quad (6.19)$$

Segundo Hirata (1997) o volume de compressão instantâneo V_c é descrito em função do volume deslocado durante o processo de compressão V_{dc} , do volume morto V_{mc} , do ângulo do virabrequim θ e do ângulo de fase δ entre os pistões de expansão e de compressão.

$$V_c = \left(\frac{V_{dc}}{2} \right) (1 - \cos(\theta - \delta)) + V_{mc} \quad (6.20)$$

O volume instantâneo total será calculado por:

$$V = V_e + V_r + V_c \quad (6.21)$$

Seguindo as premissas 1, 2, e 3, pg. 56, a massa “m” de gás do motor, é calculada usando a pressão P, para a respectiva temperatura T, volume V e a constante universal dos gases R.

O desenvolvimento das equações para determinação de “m” encontra-se no APÊNDICE B.1.

Segundo Hirata (1997) a pressão de trabalho do motor é expressa por:

$$P = \frac{2 \cdot m \cdot R \cdot T_c}{V_{de} [S - B \cdot \cos(\theta - a)]} \quad (6.33)$$

A pressão média de trabalho do motor é expressa por:

$$P_{med} = \frac{1}{2\pi} \oint P dx \quad (6.34)$$

Desenvolvendo a integral e efetuando algumas simplificações, tem-se:

$$P_{\text{med}} = \frac{2.m.R.T_c}{V_{\text{de}} \cdot \sqrt{S^2 - B^2}} \quad (6.35)$$

Segundo Hirata (1997) a pressão de trabalho do motor pode ser calculada, tendo por base a pressão média através da equação:

$$P = \frac{P_{\text{med}} \cdot \sqrt{S^2 - B^2}}{S - B \cdot \cos(\theta - a)} \quad (6.37)$$

O desenvolvimento das equações para determinação da pressão P do motor encontra-se no APÊNDICE B.2.

$$P = \frac{P_{\text{max}} \cdot (1 - c)}{1 - c \cdot \cos(\theta - a)} \quad (6.43)$$

O diagrama P x V para um motor Stirling na configuração Alfa pode ser construído a partir destas equações.

6.2.2 Equações do motor na configuração Beta

Hirata (1997) representa na fig. 25, modelo de motor Stirling na configuração Beta utilizado na análise baseada na teoria de Schmidt.

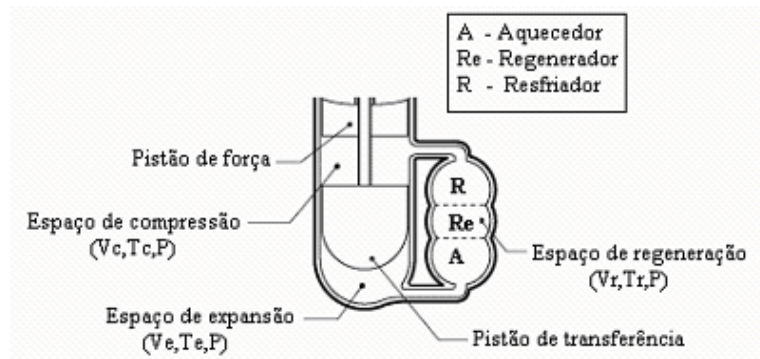


Fig. 25 – Modelo de motor Stirling configuração Beta (HIRATA, 1997)

Segundo Hirata (1997) o volume de expansão instantâneo V_e , o volume de compressão instantâneo V_c são descritos nas seguintes equações, com o volume deslocado pelo pistão de transferência V_{de} , o volume deslocado pelo pistão de força V_{dc} , o ângulo do virabrequim θ e o ângulo de fase δ existente entre os pistões de transferência e de força.

$$V_e = \frac{V_{de}}{2}(1 - \cos \theta) + V_{me} \quad (6.44)$$

$$V_c = \frac{V_{de}}{2}(1 - \cos \theta) + \frac{V_{dc}}{2}[1 - \cos(\theta - \delta)] + V_{mc} - V_b \quad (6.45)$$

No caso do motor Stirling na configuração Beta, o pistão de transferência e o pistão de força estão localizados no mesmo cilindro. Quando ocorre uma sobreposição de curso dos

pistões, um espaço efetivo de trabalho é criado. O volume de sobreposição V_b pode ser calculado, segundo Hirata (1997), da seguinte forma:

$$V_b = \frac{V_{de} + V_{dc}}{2} - \sqrt{\left[\left(\frac{V_{de}^2 + V_{dc}^2}{4} \right) - \left(\frac{V_{de} V_{dc}}{2} \right) \cdot \cos \delta \right]} \quad (6.46)$$

O volume instantâneo total será calculado pela equação (6.21), como na configuração Alfa.

A pressão de trabalho do motor P em função da pressão média P_{med} , pressão mínima P_{min} e da pressão máxima P_{max} é representada pelas equações da configuração Alfa. Ver APÊNDICE B.2.

As razões de temperatura T' , do volume deslocado “ v ” e outras razões referentes aos volumes de espaço morto, são encontradas através das equações da configuração Alfa, ou seja pelas equações (6.23) à (6.27). Ver APÊNDICE B.1.

Os parâmetros “ a ”, S , B e “ c ” são definidos conforme APÊNDICE B.3.

O diagrama $P \times V$ para um motor Stirling na configuração Beta pode ser construído a partir destas equações.

6.2.3 Equações do motor na configuração Gama

Hirata (1997) representa na fig. 26, modelo de motor Stirling na configuração Gama utilizado na análise baseada na teoria de Schmidt.

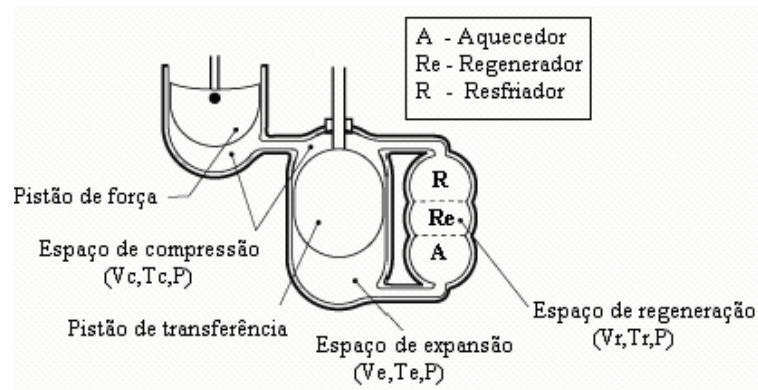


Fig. 26 – Modelo de motor Stirling configuração Gama (HIRATA, 1997)

Segundo Hirata (1997) o volume de expansão instantâneo V_e , o volume de compressão instantâneo V_c são descritos nas seguintes equações, com o volume deslocado pelo pistão de transferência V_{de} o volume deslocado pelo pistão de força V_{dc} , o ângulo do virabrequim θ e o ângulo de fase δ existente entre os pistões de transferência e de força.

$$V_e = \frac{V_{de}}{2}(1 - \cos \theta) + V_{me} \quad (6.51)$$

$$V_c = \frac{V_{de}}{2}(1 - \cos \theta) + \frac{V_{dc}}{2}[1 - \cos(\theta - \delta)] + V_{mc} \quad (6.52)$$

O volume instantâneo total será calculado pela equação (6.21), como nas configurações Alfa e Beta.

A pressão de trabalho do motor P em função da pressão média P_{med} , pressão mínima P_{min} e da pressão máxima P_{max} é representada pelas mesmas equações da configuração Alfa e Beta. Ver APÊNDICE B.2.

As razões de temperatura T' , do volume deslocado “ v ” e outras razões referentes aos volumes de espaço morto, são encontradas através das equações da configuração Alfa, ou seja pelas equações (6.23) à (6.27). Ver APÊNDICE B.1.

O parâmetro S é definido por:

$$S = T' + 2.T'.X_{me} + \frac{4.T'.X_r}{1 + T'} + v + 2.X_{mc} + 1 \quad (6.53)$$

O parâmetro “ a ” é definido pela equação (6.48) ; o parâmetro B pela equação (6.50) conforme APÊNDICE B.3. O parâmetro “ c ” é definido na equação (6.36), mostrado no APÊNDICE B.1.

O diagrama $P \times V$ para um motor Stirling na configuração Gama pode ser construído a partir destas equações.

6.2.4 Energia, eficiência e potências indicadas

A energia indicada, determinada através da área do diagrama P x V, nos espaços de expansão e compressão, pode ser calculada de forma analítica através dos parâmetros anteriormente mencionados. No espaço de expansão, a energia indicada de expansão W_e pode ser expressa em função das pressões média, mínima e máxima.

$$W_e = \oint P dV_e \quad (6.54)$$

Desenvolvendo a integral para as pressões média, mínima e máxima, tem-se:

$$W_e = \frac{[P_{\text{med}} \cdot V_{\text{de}} \cdot \pi \cdot c \cdot \text{sen}(a)]}{1 + \sqrt{1 - c}} \quad (6.55)$$

$$\text{Ou } W_e = \frac{[P_{\text{min}} \cdot V_{\text{de}} \cdot \pi \cdot c \cdot \text{sen}(a)] \sqrt{1 + c}}{\left(1 + \sqrt{1 - c^2}\right) \sqrt{1 - c}} \quad (6.56)$$

$$\text{Ou } W_e = \frac{[P_{\text{max}} \cdot V_{\text{de}} \cdot \pi \cdot c \cdot \text{sen}(a)] \sqrt{1 - c}}{\left(1 + \sqrt{1 - c^2}\right) \sqrt{1 + c}} \quad (6.57)$$

No espaço de compressão, a energia indicada ou energia indicada de compressão W_c pode ser expressa em função das pressões média, mínima e máxima, conforme abaixo descrito.

$$W_c = \oint P dV_c \quad (6.58)$$

Desenvolvendo a integral para as pressões média, mínima e máxima, tem-se:

$$W_c = - \frac{[P_{med} \cdot V_{de} \cdot \pi \cdot c \cdot T' \cdot \text{sen}(a)]}{(1 + \sqrt{1 - c^2})} \quad (6.59)$$

$$\text{Ou } W_c = \frac{[P_{min} \cdot V_{de} \cdot \pi \cdot c \cdot T' \cdot \text{sen}(a)]}{(1 + \sqrt{1 - c^2})} \frac{\sqrt{1 + c}}{\sqrt{1 - c}} \quad (6.60)$$

$$\text{Ou } W_c = \frac{[P_{max} \cdot V_{de} \cdot \pi \cdot c \cdot T' \cdot \text{sen}(a)]}{(1 + \sqrt{1 - c^2})} \frac{\sqrt{1 - c}}{\sqrt{1 + c}} \quad (6.61)$$

A energia indicada par um ciclo do motor Stirling W_i é expressa pela equação (6.6):

$$W_i = W_e + W_c$$

Desenvolvendo a equação para as pressões média, mínima e máxima, tem-se:

$$W_i = \frac{[P_{med} \cdot V_{de} \cdot \pi \cdot c \cdot (1 - T') \cdot \text{sen}(a)]}{(1 + \sqrt{1 - c^2})} \quad (6.62)$$

$$\text{Ou } W_i = \frac{[P_{min} \cdot V_{de} \cdot \pi \cdot c \cdot (1 - T') \cdot \text{sen}(a)]}{(1 + \sqrt{1 - c^2})} \frac{\sqrt{1 + c}}{\sqrt{1 - c}} \quad (6.63)$$

$$\text{Ou } W_i = \frac{[P_{max} \cdot V_{de} \cdot \pi \cdot c \cdot (1 - T') \cdot \text{sen}(a)]}{(1 + \sqrt{1 - c^2})} \frac{\sqrt{1 - c}}{\sqrt{1 + c}} \quad (6.64)$$

As relações entre as pressões média, mínima e máxima podem ser expressas da seguinte forma:

$$\frac{P_{\min}}{P_{\text{med}}} = \sqrt{\frac{1-c}{1+c}} \quad (6.65)$$

$$\frac{P_{\max}}{P_{\text{med}}} = \sqrt{\frac{1+c}{1-c}} \quad (6.66)$$

As potências indicadas de expansão L_e , compressão L_c e do motor L_i , são definidas em função da frequência de funcionamento do motor n , pelas seguintes equações:

$$L_e = W_e \cdot n \quad (6.67)$$

$$L_c = W_c \cdot n \quad (6.68)$$

$$L_i = W_i \cdot n \quad (6.69)$$

A energia indica de expansão W_e expressa pela equação (6.57) representa o calor fornecido por uma fonte ao motor. A energia indica de compressão W_c representa o calor trocado pelo motor com o meio externo. Sendo assim a eficiência térmica do motor pode ser calculada:

$$\eta = \frac{W_i}{W_e} \quad (6.70)$$

$$\eta = 1 - T' \quad (6.71)$$

6.3 Classificação dos métodos de projeto

Martini (2004) classificou os métodos de projeto de motores Stirling segundo o nível de detalhamento que se deseja atingir e das ferramentas utilizadas em seu desenvolvimento. Para isso, esses métodos foram classificados em três níveis, denominados ordens. Dyson (2004) acrescentaram a esta lista, um quarto nível que incorpora ferramentas desenvolvidas mais recentemente na área da Dinâmica dos Fluidos Computacional.

Neste trabalho foi adotado o termo “nível”, ao invés de “ordem”, na denominação dos métodos utilizados no projeto de motores Stirling.

6.3.1 Método de 1º nível

O método de projeto de 1º nível estabelece relacionamento entre a potência final do motor, sua eficiência, temperaturas de aquecimento e resfriamento, transferência de calor decorrente do processo e sua velocidade. Neste nível não há necessidade de especificação de mais detalhes, além daquilo que foi anteriormente mencionado. É assumido que, de posse destas informações os projetistas e construtores do motor possam construí-lo. O método de 1º nível é utilizado para especificar a eficiência e potência a ser fornecida pelo motor.

A eficiência de um motor Stirling está relacionada com a eficiência do seu ciclo de funcionamento, que por sua vez está relacionado diretamente aos processos de aquecimento e resfriamento ocorridos.

Segundo relato de Urieli (2006), Willian Beale observou que a maioria dos motores Stirling, nas mais variadas configurações e tamanhos, operavam sob condições de relações parametrizadas de volume morto, temperatura, volume deslocado e avanço do ângulo de fase do pistão de transferência. A maior parte dos motores observados por Beale operava com temperaturas de aquecimento da ordem de 650 °C e com temperatura de resfriamento da

ordem de 65 °C. Desta forma, correlacionando os dados experimentais disponíveis de vários motores, ele desenvolveu uma relação que representa a eficiência de um motor, representada por:

$$P_0 = 0,015 p_{\text{média}} \cdot V_{\text{transf}} \cdot f \quad (6.72)$$

Esta relação pode ser expressa na forma:

$$\frac{P_0}{p_{\text{média}} V_{\text{transf}} f} = 0,015 \quad (6.73)$$

A razão $\frac{P_0}{p_{\text{média}} V_{\text{transf}} f}$ é um número adimensional, denominado Número de Beale.

Hirata (1998) propõem um método simples para a determinação dos parâmetros considerados essenciais para dimensionamento de motores Stirling, baseado no estudo e levantamento dos aspectos construtivos de modelos já construídos, tendo em vista que os métodos que utilizam os números de Beale e West, aplicados para a estimativa do valor da potência de eixo, apresentam o problema da necessidade de se estabelecer de antemão, um valor para a velocidade do motor, para somente após prosseguirem os cálculos.

Na fig.27, Hirata (1998) apresenta um fluxograma para projeto de motores Stirling.

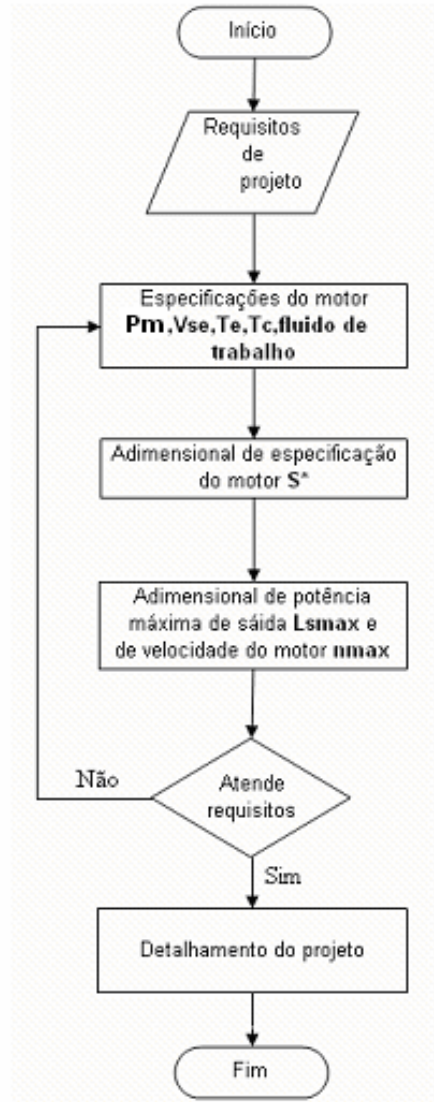


Fig.27 – Fluxograma de processo para projeto de motores Stirling (HIRATA, 1998)

O método de projeto proposto por Hirata, baseado em dados experimentais, pode ser aplicado para o desenvolvimento de motores Stirling em qualquer configuração.

6.3.2 Método de 2º nível

O método de projeto de 2º nível tem a capacidade de fornecer todas as dimensões do motor, levando em consideração suas condições de operação, sem que haja necessidade de ferramentas computacionais mais sofisticadas. Esse método leva em conta um maior número de parâmetros do motor Stirling, sendo utilizado por aqueles que querem projetar um novo motor.

Neste método considera-se que várias perdas de potência podem ser deduzidas da potência final produzida. Estas perdas são, neste caso, calculadas por fórmulas simples e não interagem com outros processos. Igualmente é assumido que perdas de calor separadas podem ser calculadas por fórmula simples e que estas são adicionadas ao calor originalmente absorvido sendo que cada um dessas perdas é mutuamente independente e não há interação entre elas.

A análise adiabática desenvolvida por Urieli (2006) pode ser considerada como método de 2º nível.

6.3.3 Método de 3º nível

O método de projeto de 3º nível é geralmente chamado de análise nodal. Neste método a simulação do motor é realizada mediante sua divisão em um determinado número de seções denominadas nós. As equações são desenvolvidas para cada nó, baseadas nos princípios de conservação da massa, da energia e da quantidade de movimento. Essas equações são passadas para um programa ou código computacional e desta forma o motor é simulado fixando-se condições iniciais arbitrárias e prosseguindo até a repetição do ciclo com a precisão desejada.

Para os projetistas que estão envolvidos em projetos originais de motores Stirling, a escolha deve ser feita entre os métodos de 2º e 3º nível. Geralmente a complexidade e conseqüentemente os custos computacionais aumentam, na proporção que grau de precisão que se deseja atingir seja também aumentado.

Dayson (2004) relata que a análise de 3º nível utiliza volumes ou nós para resolver de forma direta as equações governantes unidimensionais. Algumas das primeiras análises a alcançar este nível de abrangência foram realizadas por Finkelstein, Urieli e Berchowitz.

O programa ou código GLIMPS, desenvolvido por David Gedeon da empresa *Gedeon Associates*, resolve equações governantes implícitas no espaço e no tempo. Entretanto, não é possível modelar um comportamento inicialmente transiente.

A análise harmônica linearizada pode ser desenvolvida pelo código HFAST, dirigido para a resolução de problemas envolvendo regime permanente em domínios de frequência; o comportamento transiente ainda não é tratado neste código.

Conforme relata Martini (2004), os seguintes pontos podem ser destacados sobre esse método de projeto:

- A escolha está disponível entre métodos considerados rigorosos, como os métodos de Urieli, Schock e Vanderburg; o método que não considera a inércia do gás como o de Finkelstein e o método que assume uma pressão comum, como o método de LERC.
- Este método depende basicamente das relações de transferência de calor e do fluxo do gás para regime permanente ao invés de basear-se em regime não-permanente ou variável. Isto se deve ao fato de que as relações de transferência de calor e de atrito devido ao fluxo, para o regime não permanente, que deveriam ser utilizadas, não são geradas no seu desenvolvimento.
- Pode ser utilizado para cálculo de fluxo e de temperaturas dentro do motor, que não podem ser obtidos na prática.
- Pode ser utilizado para desenvolver equações simples para uso em métodos de 2º nível.
- Eventualmente quando a metodologia de cálculo é utilizada para a validação de testes com motores Stirling, o método de 3º nível é o mais indicado e abrangente.

6.3.4 Método de 4º nível

Dyson (2004) relata que os programas ou códigos atualmente disponíveis na área conhecida como Dinâmica dos Fluidos Computacional ou simplesmente DFC, são as melhores ferramentas para a investigação dos fenômenos de transferência de calor em um motor Stirling.

Os códigos, abaixo relacionados, podem ser de grande utilidade para futuros trabalhos nesta área.

- CAST, segundo Peric (1989), é baseado no método conhecido como SIMPLE mas é restrito a duas dimensões. Este código foi modificado de forma a incluir condições de fronteira oscilatória e transferência conjugada de calor; é usado para modelamento de componentes de motores Stirling.

- CFD-ACE (2006) é empregado no modelamento bidimensional de motores Stirling, sendo também baseado na metodologia do código SIMPLE. Utiliza método dos volumes finitos, com grades estruturadas e não estruturadas.

- FLUENT (2006) é usado para escoamentos com altas velocidades. Este código possui interfaces variáveis que o habilita a realizar operações de modelamento simultaneamente em computadores paralelos; trabalha com método dos volumes finitos, com grades estruturadas e não estruturadas.

- STAR-CD (2006) ou Simulation of Turbulent in Flow in Arbitrary Regions. Possui também interfaces variáveis e capacidade de trabalhar com mechas não

regulares. É normalmente usado para operações de modelamento de pistões de motores de combustão interna e para alguns tipos de motores Stirling.

- CFX (2006) emprega a metodologia dos códigos SIMPLE e PISO para modelamento com grades irregulares.

CAPÍTULO 7

RESFRIAMENTO EVAPORATIVO

Conforme relatado por Camargo (2003), resfriamento evaporativo é um processo que utiliza a evaporação de água para resfriar uma corrente de ar, para um sistema onde os fluidos de trabalho sejam água e ar. A principal característica deste processo é que sua eficiência aumenta à medida que a temperatura ambiente também se eleva.

Características deste sistema, tais como: baixo consumo de energia, instalação operação, manutenção relativamente simples, não-utilização de gases agressivos ao meio ambiente, como Clorofluorcarboneto ou CFC e renovação total do ar, são consideradas relevantes na análise custo *versus* benefício.

7.1 Tipos de resfriadores evaporativos

Segundo Camargo (2003) atualmente dois processos de resfriamento evaporativos são conhecidos: resfriamento direto ou RED e resfriamento indireto ou REI.

No processo de resfriamento direto ou RED, o gás é resfriado por contato direto com uma superfície sólida e molhada, conforme fig.28.

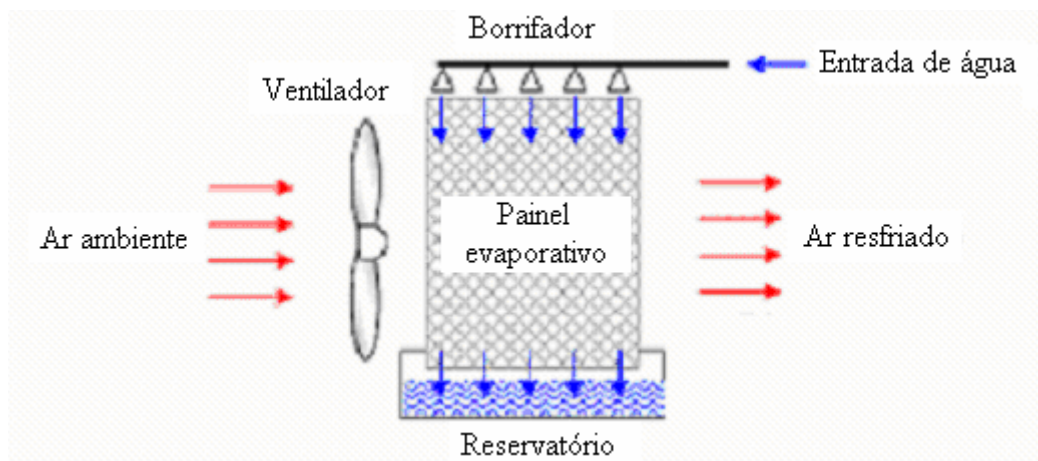


Fig. 28 - Resfriamento evaporativo direto com superfície sólida molhada (CAMARGO, 2000)

Neste processo a água é vaporizada em contato com a corrente de ar; o calor e massa transferidos entre ar e água reduzem a temperatura de bulbo seco do ar aumentando sua umidade e mantendo sua entalpia constante.

No processo de resfriamento evaporativo indireto, mostrado na fig.29, há resfriamento real e, portanto redução da entalpia. A mínima temperatura que se pode atingir é a de bulbo úmido do ar que entra no sistema, mesmo assim, uma forma encontrada para obter menores temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido na saída do ar, é fazer com que a água passe inicialmente por um processo de resfriamento e em seguida fazendo com esta circule. Neste processo ocorre transferência de calor entre o ar utilizado para condicionar o ambiente ou ar primário e uma corrente de ar secundária ou ainda um líquido. Este tipo de resfriamento é considerado uma evolução do RED, pois o ar com baixa umidade encontra-se separado do ar com maior teor de água, ou seja, mais úmido.

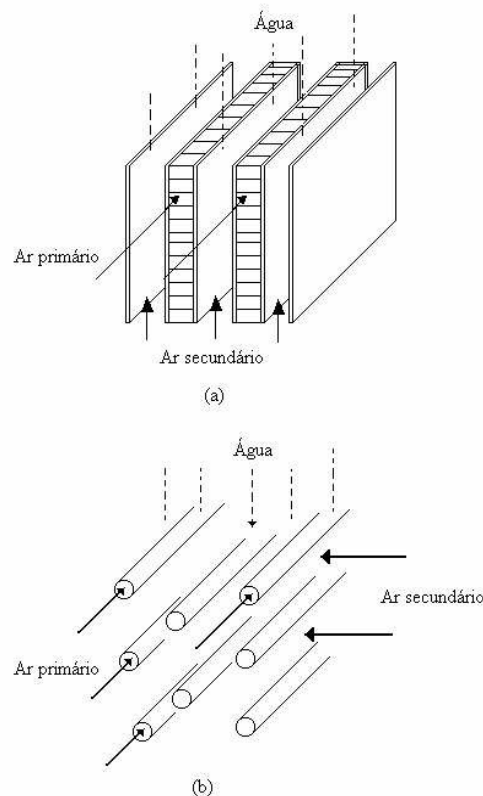


Fig.29 – Resfriador evaporativo indireto: (a) tipo placa, (b) tipo tubo (CAMARGO, 2000)

7.2 Resfriador evaporativo testado na UNITAU

O sistema de resfriamento evaporativo direto ou simplesmente resfriador evaporativo para o qual serão dimensionados os motores Stirling, é o modelo ECOBRISA 20, mostrado nas fig.30 e 31. Este resfriador foi submetido a ensaios realizados em 2002 e 2003, no laboratório de Condicionamento de Ar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Taubaté, para obtenção de dados referentes ao seu desempenho e conforto térmico.

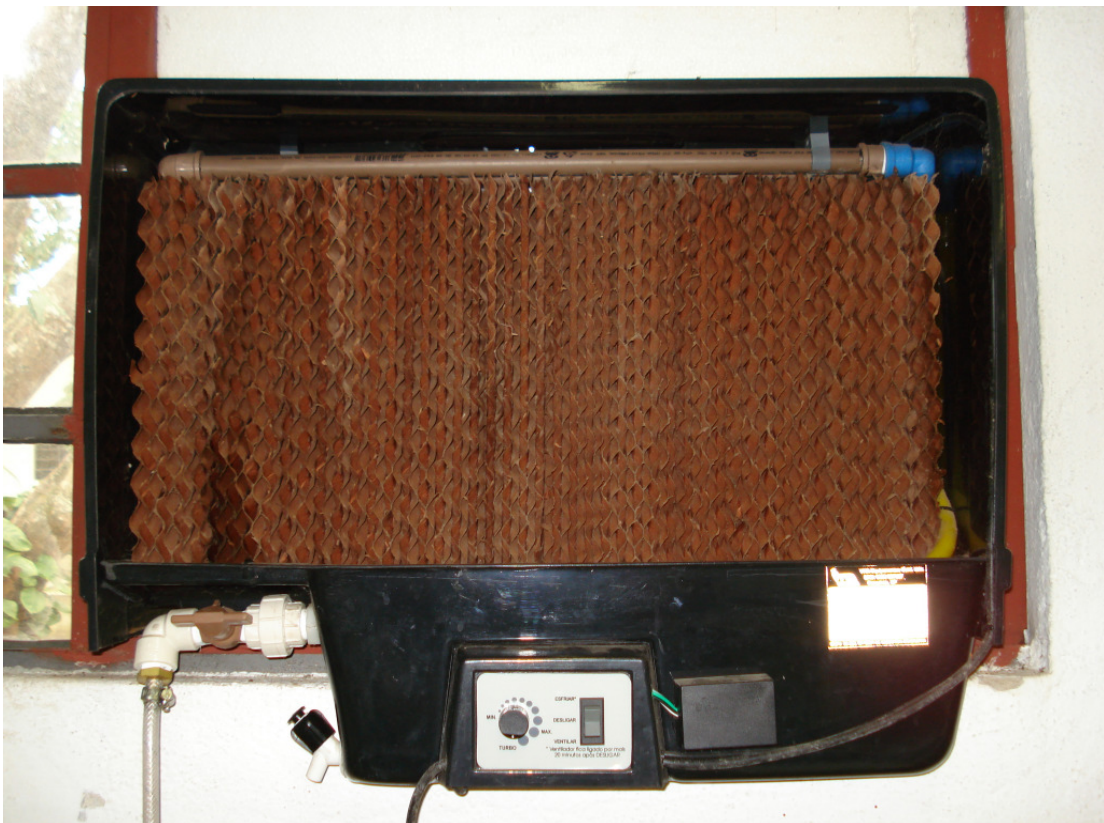


Fig. 30 – Borrifador de água e painel em conjunto resfriador evaporativo laboratório UNITAU

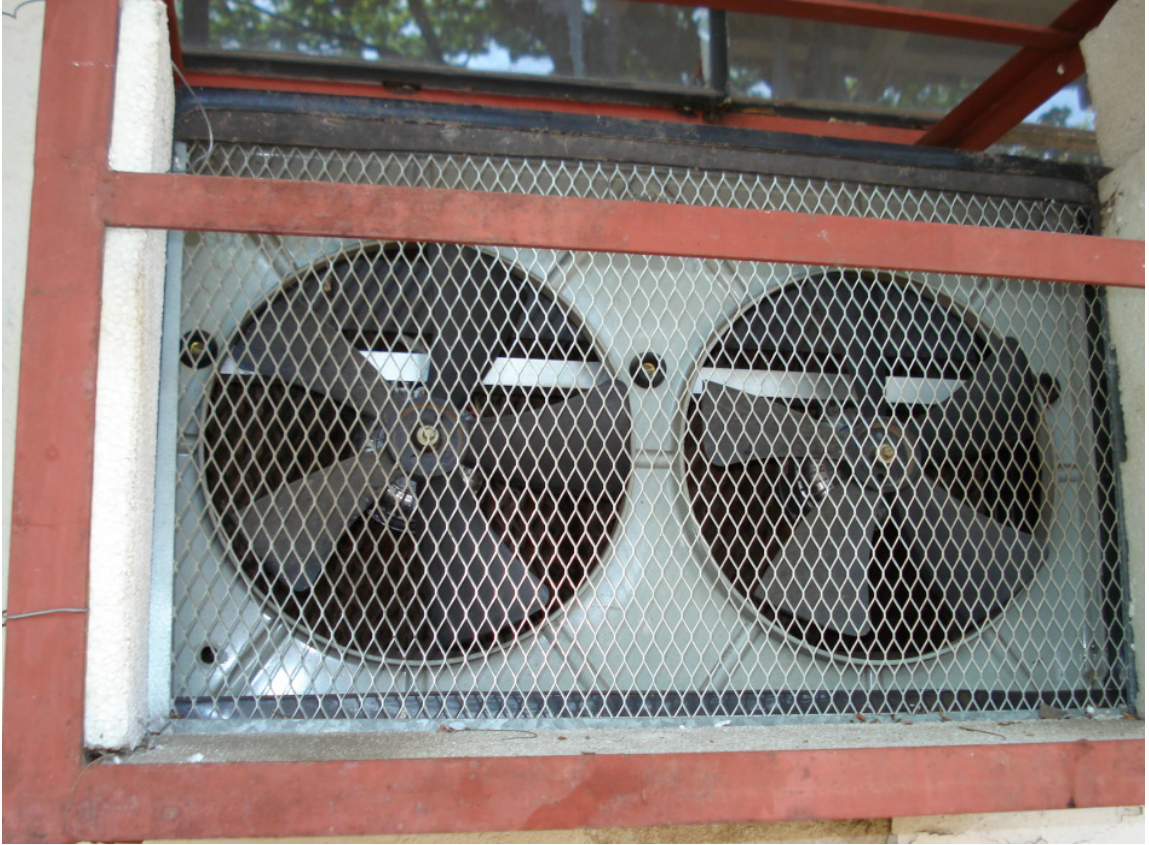


Fig. 31 – Ventiladores em conjunto resfriador evaporativo laboratório UNITAU

CAPÍTULO 8

DIMENSIONAMENTO DO MOTOR STIRLING

Pretende-se seguir um roteiro básico para o desenvolvimento do motor, descrito através das etapas:

- Levantamento dos parâmetros norteadores de projeto.
- Dimensionamento dos componentes principais.
- Eficiência teórica.
- Especificação dos motores.

O dimensionamento dos motores Stirling tem como ponto de partida pré-requisitos ou parâmetros norteadores de projeto, relacionados na Tab. 1.

A potência e rotação requeridas para o motor são: 90 W e 1600 rpm respectivamente.

A configuração de motor Stirling tipo Gama foi escolhida para este projeto, pois segundo Kongtragool (2003), esta apresenta teoricamente, a mais alta eficiência mecânica além de apresentar também, boas características construtivas favoráveis à sua pressurização.

Foi escolhido o motor Stirling projetado por Steele (1994), como referência de configuração e linhas gerais de projeto, para fins exclusivamente didáticos.

Este motor é um arranjo de quatro motores na configuração Gama, conforme fig.32 trabalhando de forma sincronizada em unidade de montagem compacta, mostrada nas fig.33 34 e 35.

A razão desta escolha é que o motor projetado tenha dimensões reduzidas simples construção e possibilite desenvolver a potência de eixo especificada.

O funcionamento do conjunto em sincronismo é possibilitado pela conexão dos pistões de transferência, através de bielas, aos pistões de força. As bielas passam por compartimento

estanque e o gás, transferido pelo pistão de transferência, aciona o pistão de força que tem seu movimento defasado em 90° em relação a este.

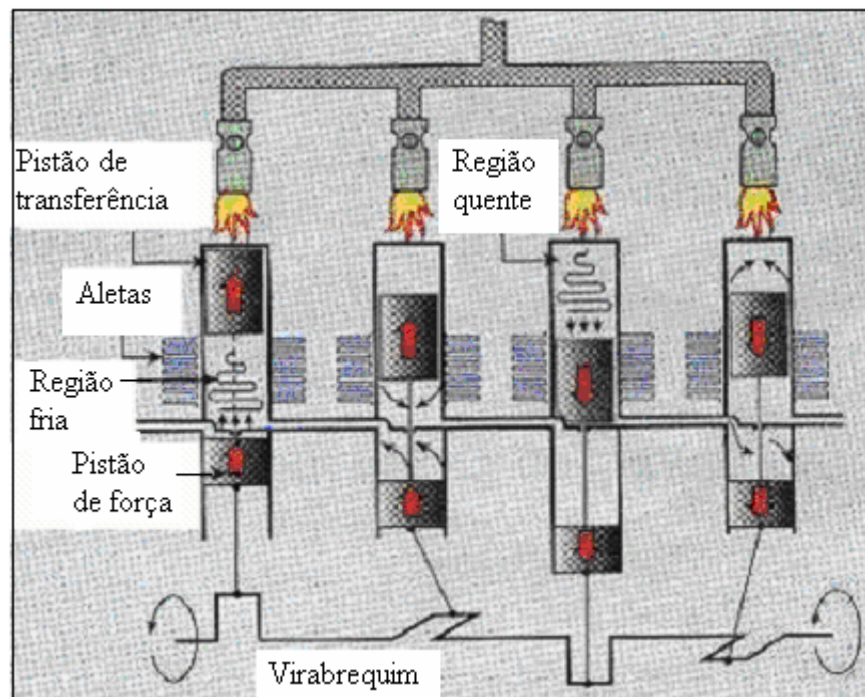


Fig. 32 – Funcionamento do motor Stirling referencial de projeto (STEELE, 1994)

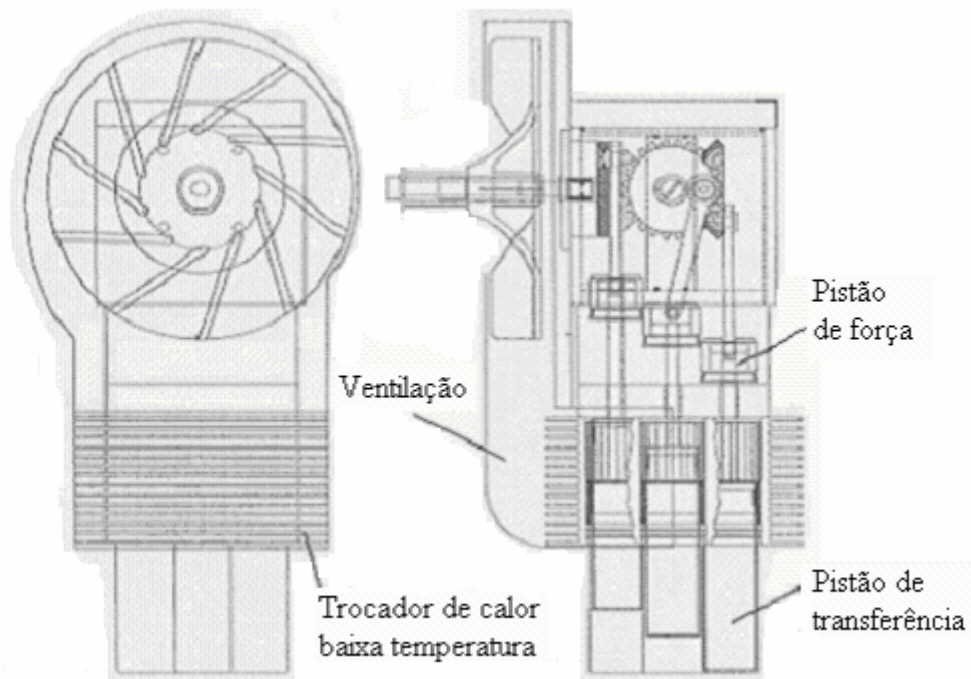


Fig. 33 - Vistas frontal e lateral do motor Stirling referência de projeto (STEELE, 1994)

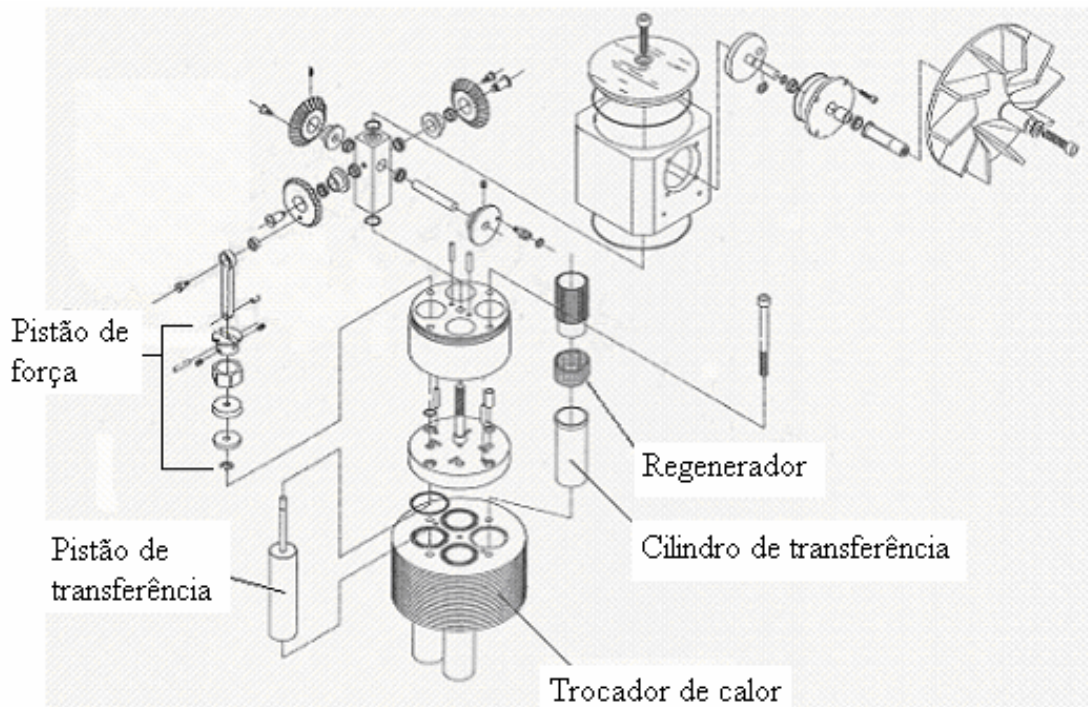


Fig. 34 - Vista explodida do motor Stirling referência de projeto (STEELE, 1994)



Fig. 35 – Motor Stirling montado, com queimador e cilindro de gás combustível (STEELE, 1994)

Os parâmetros de temperaturas máximas de expansão, de compressão e a eficiência térmica foram especificados conforme referências apresentadas por Hirata (1997).

Segundo Çinar (2005), a pressão ótima de trabalho depende do gás utilizado e da temperatura da fonte de aquecimento do motor.

O gás hélio foi especificado como gás por apresentar alta condutividade térmica, mostrada no APÊNDICE F; esta característica melhora o processo de transferência de calor entre o gás e as paredes do cilindro. Além disso, o hélio não é corrosivo em contato com os componentes do motor.

A pressão de trabalho indicada é a mesma utilizada pelo motor de referência conforme Steele (1994).

Tab.1 – Parâmetros norteadores de projeto de motores Stirling

Parâmetro	Descrição
Configuração	Gama
Número de cilindros	4
Potência de eixo (Watt)	90
Resfriamento	Ar com ventilação forçada
Fluído de trabalho	Hélio
Pressão de trabalho (Pa)	276790
Temperatura de expansão (°C)	650
Temperatura de compressão (°C)	70
Rotação (rpm)	1600

8.1 Dimensionamento dos cilindros e pistões

Os cilindros de expansão e de compressão ou de força, com seus respectivos pistões são objetos deste dimensionamento, mostrados nos APÊNDICES C e D.

8.2 Eficiência teórica do motor

Ver APÊNDICE E.

8.3 Resultados e comentários

As dimensões dos cilindros de aquecimento e de resfriamento, dos pistões de transferência e de força do motor Stirling, foram calculadas através da metodologia apresentada no CAPÍTULO 6.

Tab. 2 – Parâmetros norteadores de projeto e dimensões básicas

Parâmetro	Descrição
Configuração	Gama
Número de cilindros	4
Potência de eixo (Watt)	90
Resfriamento	Ar com ventilação forçada
Fluído de trabalho	hélio
Pressão de trabalho (Pa)	276790
Temperatura de expansão (°C)	600
Temperatura de compressão (°C)	70
Diâmetro cilindro de expansão (mm)	38,00
Diâmetro cilindro de compressão (mm)	38,00
Diâmetro externo pistão de transferência x comprimento (mm)	37,95 x 76,2
Diâmetro externo pistão de força x comprimento (mm)	37,95 x 12,7
Eficiência teórica (%)	44
Volume do regenerador (cm ³)	627
Volume transferido durante a expansão (cm ³)	115
Volume transferido durante a compressão (cm ³)	115
Rotação (rpm)	1600

Para dimensionamento dos demais componentes do motor, com exceção dos trocadores de calor, o método *Scaling Rules for Stirling Engines*, descrito por Gedeon (1981) pode ser utilizado.

Os trocadores de calor do motor poderão ser dimensionados, segundo a metodologia de cálculo proposta por Incropera (2002).

O projeto do motor Stirling, funciona neste trabalho como exemplo de aplicação da metodologia apresentada, com objetivo exclusivamente didático. O projeto *The Stirling Steele Engine* COPYRIGHT©STEELE 1994, usado neste trabalho como referência, não pode ser utilizado para fins comerciais sem a devida autorização do proprietário da sua patente.

CAPÍTULO 10

CONCLUSÕES

Este trabalho apresenta o motor Stirling, através da revisão da literatura, desde sua invenção por Robert Stirling em 1816, até o estado da arte atualmente atingido. Pretendeu-se com isso fazer divulgação da tecnologia e familiarização com tema, visando o embasamento de futuros trabalhos com este tipo de motor, face ao grande potencial que este apresenta.

O desenvolvimento deste motor e suas aplicações em potencial estão relacionados com atuais questões ambientais, ou seja, sua capacidade de produzir energia de forma limpa não poluente deve ser fortemente considerada.

O estudo dos motores Stirling está fundamentado na Teoria de Schmidt para a qual os pesquisadores Hirata, Herzog e Urieli apresentam análises e propostas de ferramentas utilizadas em seu projeto e dimensionamento. Esta metodologia está dividida em métodos de 1°, 2°, 3° e 4° nível, que compreendem desde a estimativa de potência útil disponível, até a simulação de comportamento termodinâmico do motor.

Do desenvolvimento do motor Stirling apresentado, pode-se concluir:

1. A configuração Gama do motor foi escolhida por apresentar maior potência útil desenvolvida, fato verificado em motores semelhantes.
2. O gás hélio foi especificado como gás do motor, por apresentar valor elevado de calor específico, só sendo superado nesta propriedade pelo hidrogênio em estado gasoso, conforme APÊNDICE E.
3. Na fase de dimensionamento dos cilindros e pistões, componentes do motor Stirling, foi constatado que a especificação da pressão de trabalho tem papel relevante no desenvolvimento do projeto, pois este parâmetro afeta de forma direta a potência produzida.

No Brasil o desenvolvimento dos motores Stirling ainda está em fase inicial. À parte o trabalho desenvolvido pela Universidade Federal de Itajubá (2005), foi constatado que há pouca pesquisa sendo feita nesta área, ou seja, há muito que fazer e também há muito que aprender.

Futuros trabalhos podem abordar a construção do motor dimensionado, sua avaliação termodinâmica, o estudo da viabilidade econômica para sua produção em escala industrial e novas fontes para seu aquecimento.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BACKHAUS, S.; GREG, S. G. *New varieties of thermoacoustic engines*. 9th International Congress on Sound and Vibration. LA-UR-02-2721, 2002.

BERCHOWITZ, D. M. *Miniature Stirling Coolers*. Disponível em:
<<http://www.globalcooling.com/pdfs/NEPCON.pdf>>. Acesso em: 03 abr. 2006.

CAMARGO, J. R. *Análise de métodos para avaliar a viabilidade técnica de sistemas de resfriamento evaporativo aplicados ao condicionamento de ar para conforto*. Taubaté, 2000. 106 f. Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Taubaté SP, 2000.

CAMARGO, J. R. *Sistemas de resfriamento evaporativo e evaporativo-adsortivo aplicados ao condicionamento de ar*. Guaratinguetá, 2003. Tese de Doutorado. Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, área de Transmissão e Conversão de Energia, Guaratinguetá, SP. 2003.

CASTRO, W. P.; PIMENTA, J. M. D. *Modelagem e simulação de painéis evaporativos*. 10th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering - ENCIT, 2004, ABCM, Rio de Janeiro, Brasil, Nov. 29 - Dec.03, 2004.

CFD - ACE. CFD Research Corporation. Disponível em:
<http://www.cfdrc.com/serv_prod/cfd_multiphysics/software/ace/>. Acesso em: 03 abr. 2006.

CFX. Computational Fluids Dynamics Company. Disponível em:
<<http://www-waterloo.ansys.com/cfx>>. Acesso em 29 dez. 2006.

ÇINAR, C.; KARABULUT, H. *Manufacturing and testing of a gamma type Stirling engine* Renewable Energy, 30, 2005. p. 57 - 66.

COOLING, G. *Brief history of Stirling machines*. 2002. Global Cooling, 94 North Columbus road, Athens, Ohio 45701, U.S.A. Disponível em:
<http://www.globalcooling.com/pdfs/general_history.pdf>. Acesso em: 05 ago. 2005.

CUMMINS. *Cummins Power Generation Inc's dish for Stirling system generating electricity to pump water*. Disponível em: <<http://www. www.solarpaces.org>>. Acesso em: 24 fev. 2005.

DARLINGTON, R.; STRONG, K. *Stirling hot air engines*. The Crowood Press Ltd Ramsbury Marlborough, Wiltshire, SN8 2HR, England, 2005.

DYSON, R. W. ; WILSON, S. D. ; TEW, R. C. *Review of Computational Stirling Analysis Methods*. National Aeronautics and Space Administration, John H. Glenn Research Center at Lewis Field, NASA / TM – 2004 - 213300.

DYSON, R. W. et al. *On the Need for Multidimensional Stirling Simulations*. NASA/TM – 2005 – 213975.

FLUENT. Code Fluent TM. Disponível em:

<www.softfluent.com/docs/CodeFluent_FR.pdf>. Acesso em: 29 dez. 2006

GEDEON, D. 1981. *Scaling rules for Stirling engines*. Sunpower Incorporated, Athens, Ohio EUA, 1981. Disponível em: <<http://www.sunpower.com/index.php?pg=25>>. Acesso em 31 dez.2006.

HIRATA, K. et al. *Performance evaluation for a 100W Stirling engine*. Proceedings of 8th International Stirling Engine Conference. May 27 - 30, Ancona, Italy, 1997, p.19 - 28.

HIRATA, K. *Schmidt theory for Stirling engines*. Stirling Engine Home Page at National Maritime Research Institute, Japan, 1997. Disponível em:

<<http://www.bekkoame.ne.jp/~khirata/academic/schmidt/schmidt.htm>>. Acesso em: 24 abr. 2005.

HIRATA, K. et al. *100 W class Stirling Engine, Ecoboy-SCM81*. National Maritime Research Institute, Japan, 1998. Disponível em:

<<http://www.nmri.go.jp/eng/khirata/stirling/ecoboy/history/index.htm>>. Acesso em: 16 abr. 2005.

HIRATA, K. *Simple Performance Prediction Method for Stirling Engine* ver. 1.8J. Engine Home Page at National Maritime Research Institute, Japan, 1998. Disponível em:

<<http://www.bekkoame.ne.jp/~khirata/academic/simple/gaiyoue.htm>>. Acesso em: 26 abr. 2005.

HOWELL, J. R.; BANNEROT, R. B. *Optimum solar collector operation for maximizing cycle work output*. Sol Energy, p.149 – 153, 1977.

HOWELL, J. E. *Model Project Plans & Kits* .3980 Becket Drive , Colorado Springs, CO 80906, EUA. Disponível em :< <http://www.jerry-howell.com>>. Acesso em 29 dez. 2006

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D.P. *Fundamentos de Transferência de Calor*. 5ª edição. Rio de Janeiro, RJ: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2003 p. 469 – 476.

KARABULUT, H.; YÜCESU, H. S.; KOCA, A. *Manufacturing and testing of a V-type Stirling engine*. Turk J Engin Environ Sci, 24, 2000, p. 71 – 80.

KEVENEY, M. *Animated Engines*. Disponível em: <<http://www.keveney.com/Engines.html>>. Acesso em: 29 dez. 2006

KONGTRAGOOL, B.; WONGWISES, S. *Investigation on power output of the gamma-configuration low temperature differential Stirling engines*. Renewable Energy, 30, 2005, p. 465 – 476.

KONGTRAGOOL, B.; WONGWISES, S. *A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines*. Renewable and Sustainable Energy reviews 7 2003, p.131 - 154.

LUNDHOLM, G. *The experimental V4X Stirling engine – A Pioneering Developmen*. Lund University, Lund, Sweden. 1999, p. 1 – 12. Disponível em:
< http://_www.vok.lth.se/~ce/Research/stirling/papers/ST_TA2_1.pdf >. Acesso em 20 jul. 2006.

MARTINI, W. R. *Stirling Engine Design Manual*. National Aeronautics and Space Administration, Department of Energy: University Press of the Pacific, Honolulu, Hawaii 2004. ISBN 1-4102-1604-7.

PERIC, M.; SCHEUERER, G. *CAST - A Finite Volume Method for Predicting Two-Dimensional Flow and Heat Transfer Phenomena*. GRS - Technische Notiz SRR-89-01. 1989

PODESSER, E. *Electricity production in rural villages with a biomass Stirling engine*. Institute of Energy Research, Graz, Austria: Pebgamon Renewable Energy 16, 1999, p.1049 – 1052.

SANDIA. Sandia National Laboratories. Disponível em:
<<http://www.sandia.gov/news/resources/releases/2004/renew-energy-batt/Stirling.html>>. Acesso em: 29 dez. 2006.

SMITH, C.; WISE, M.N. *Energy and empire: A biographical study of Lord Kelvin*. Cambridge, 1989.

STAR CD. *Star CD Methology*. Computational Dynamics Limited, 2002 Disponível em:
<http://www.fnb.maschinenbau.tudarmstadt.de/de/software/starcd/manuals/method/star_method.pdf>. Acesso em 29 dez. 2006.

STEELE, R.J. *The Stirling Steele engine complete plans to build an incredible four cylinder Stirling from bar stock and buy - out components*. 1994. Disponível:<
<http://www.stirlingsteele.com/StirlingEnginePlans.html>>. Acesso em 20 fev. 2005.

STIRLING, A. C. *MM-7 Stirling Engine*. Disponível em:
<http://www.stirlingengine.com/ecommerce/product.tcl?usca_p=t&product_id=78>. Acesso em: 29 dez. 2006.

STIRLING, E. *Figure 3: Relative piston positions at four points during the Stirling engine cycle*. Disponível em: < <http://www.cse.iitk.ac.in/~amit/courses/371/abhishe/>>. Acesso: em 20 ago.2006.

SUNPOWER, INC. *Milestones in Free - Piston Stirling Engine Development at Sunpower*. Athens, Ohio, USA, p.740-594-2221.
Disponível em :<<http://www.sunpower.com/index.php?pg=28>>. Acesso em 24 ago.2006

SYMANSKI, D. *Dustin Symanski's Engine #1, Stirling pictures*. Disponível em:
< <http://www.starspin.com/stirlings/pictures.html>>. Acesso em: 29 dez. 2006.

THURSTON, R.H. *A history of the growth of the steam-engine*. USA: Adamant Media Corporation 4 out. 2001. 552 pgs. ISBN-10: 1402162057.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ. Teste Motor Stirling ST 05 G, Itajubá, MG. Disponível em: http://www.nest.unifei.edu.br/portugues/index_pt.html. Acesso em 30 dez. 2006.

URIELI, I. *Stirling cycle machine analysis*. Disponível em: <http://www.ent.ohiou.edu/~urieli/stirling/me422.html> . Acesso em: 15 abr. 2006.

WALKER, G. *Stirling engines*. U.K., Oxford: Clarendon Press, 1980. ISBN-0-19-856209-8.

WALPITA, S. H. *Development of the solar receiver for a small Stirling engine*. Bangkok Asian Institute of Technology, In: special study project report n°. ET – 83 - 1983.

WYLEN, G. et al. *Fundamentos da Termodinâmica*. 6ª edição. São Paulo: Edgar Blucher. 2003. 577 p. ISBN 8521203276.

APÊNDICES

APÊNDICE A – Desenvolvimento das equações da análise de Schmidt

O ponto de partida da análise é considerar constante a massa total do gás no motor assim:

$$M = m_c + m_k + m_r + m_h + m_e \quad (6.1)$$

Sendo para um gás ideal:

$$m = \frac{p \cdot V}{R \cdot T_h} \quad (6.2)$$

Substituindo (6.2) em (6.1), tem-se:

$$M = \frac{p \cdot \left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right)}{R} \quad (6.3)$$

Assumindo que a temperatura no regenerador varia de forma linear, a temperatura efetiva no regenerador T_r será dada pela temperatura média logarítmica:

$$T_r = \left(\frac{T_h - T_k}{\ln \frac{T_h}{T_k}} \right) \quad (6.4)$$

Conhecidas as variações dos volumes V_c e V_e , são resolvidas as equações para pressão “p” como função destes..

$$p = \frac{M.R}{\left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \cdot \ln \frac{T_h}{T_k}}{T_h - T_k} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right)} \quad (6.5)$$

O trabalho realizado pelo motor durante um ciclo completo é calculado por:

$$W = W_e + W_c \quad (6.6)$$

Fazendo a integração:

$$W = \oint p dV_c + \oint p dV_e \quad (6.7)$$

Simplificando:

$$W = \oint p \left(\frac{dV_e}{d\theta} + \frac{dV_c}{d\theta} \right) d\theta \quad (6.8)$$

Da avaliação do calor transferido durante um ciclo completo, tem-se:

$$Q_c = W_c \quad (6.9)$$

$$Q_e = W_{ev} \quad (6.10)$$

$$Q_k = 0 \quad (6.11)$$

$$Q_h = 0 \quad (6.12)$$

$$Q_r = 0 \quad (6.13)$$

APÊNDICE B - Equações de Schmidt segundo Hirata

B.1 - Desenvolvimento das equações para determinação da massa total M do gás segundo Hirata (1997)

Seguindo as premissas 1, 2, e 3, pg. 56, a massa total M de gás do motor, é calculada usando a pressão P, para a respectiva temperatura T, volume V e a constante universal dos gases R.

$$M = \left(\frac{P \cdot V_e}{R \cdot T_e} \right) + \left(\frac{P \cdot V_r}{R \cdot T_r} \right) + \left(\frac{P \cdot V_c}{R \cdot T_c} \right) \quad (6.22)$$

Hirata (1997) propõe que as razões de temperatura T', de volume deslocado "v" e outras razões referentes aos volumes de espaço morto, sejam encontradas através das seguintes equações:

$$T' = \frac{T_c}{T_e} \quad (6.23)$$

$$v = \frac{V_{dc}}{V_{de}} \quad (6.24)$$

$$X_{me} = \frac{V_{me}}{V_{de}} \quad (6.25)$$

$$X_{mc} = \frac{V_{mc}}{V_{dc}} \quad (6.26)$$

$$X_r = \frac{V_r}{V_{de}} \quad (6.27)$$

A temperatura do regenerador, levando-se em conta a premissa 6, pg. 56, é a média entre a temperatura do gás na região de expansão e a temperatura do gás na região de compressão.

$$T_r = \frac{T_e + T_c}{2} \quad (6.28)$$

Quando as equações (6.23) a (6.27) são substituídas em (6.22) tem-se:

$$M = \frac{P \cdot V_{de}}{2 \cdot R \cdot T_c} \cdot [S - B \cdot \cos(\theta - a)] \quad (6.29)$$

Sendo:

$$a = \tan^{-1} \left(\frac{v \cdot \sin \delta}{T' + \cos \delta} \right) \quad (6.30)$$

$$S = T' + 2 \cdot X_{me} + \frac{4 \cdot T' \cdot X_r}{1 + T'} + v + 2 \cdot X_{mc} \quad (6.31)$$

$$B = \sqrt{(T')^2 + 2 \cdot T' \cdot v \cdot \cos \delta + v^2} \quad (6.32)$$

O parâmetro “c” é definido por:

$$c = \frac{B}{S} \quad (6.36)$$

B.2 - Desenvolvimento das equações para determinação da pressão P, segundo Hirata (1997)

Simplificando a equação (6.37):

$$P = \frac{P_{\text{med}} \cdot \sqrt{1 - c^2}}{1 - c \cdot \cos(\theta - a)} \quad (6.38)$$

No caso da equação (6.38), quando o termo $\cos(\theta - a) = -1$, a pressão de trabalho do motor atinge seu valor mínimo, expresso pela equação:

$$P_{\text{min}} = \frac{2 \cdot m \cdot R \cdot T_c}{V_{\text{de}} \cdot (S + B)} \quad (6.39)$$

A pressão de trabalho do motor pode ser calculada, tendo por base a pressão mínima através da equação:

$$P = \frac{P_{\text{min}} \cdot (S + B)}{S - B \cdot \cos(\theta - a)} \quad (6.40)$$

Simplificando:

$$P = \frac{P_{\text{min}} \cdot (1 + c)}{1 - c \cdot \cos(\theta - a)} \quad (6.41)$$

Para $\cos(\theta - a) = 1$ a pressão de trabalho do motor atinge seu valor máximo expresso na equação:

$$P = \frac{P_{\max} \cdot (S - B)}{S - B \cdot \cos(\theta - a)} \quad (6.42)$$

Simplificando:

$$P = \frac{P_{\max} \cdot (1 - c)}{1 - c \cdot \cos(\theta - a)} \quad (6.43)$$

B.3 – Definição dos parâmetros “a”, S, B e “c” para configuração Beta

A razão do volume de sobreposição X_b é representada por:

$$X_b = \frac{V_b}{V_{de}} \quad (6.47)$$

Os parâmetros são definidos por:

$$a = \tan^{-1} \left(\frac{v \cdot \sin \delta}{T' + \cos \delta + 1} \right) \quad (6.48)$$

$$S = T' + 2 \cdot T' \cdot X_{mc} + \frac{4 \cdot T' \cdot X_r}{1 + T'} + v + 2 \cdot X_{mc} + 1 - 2 \cdot X_b \quad (6.49)$$

$$B = \sqrt{(T')^2 + 2(T'-1) \cdot v \cdot \cos \delta + v^2 - 2 \cdot T' + 1} \quad (6.50)$$

O parâmetro “c” é definido da mesma forma que em (6.36).

APÊNDICE C – Dimensionamento dos cilindros

Através da equação (6.64) pode-se relacionar o volume transferido durante o processo de expansão do gás V_{de} com o trabalho líquido fornecido pelo motor.

$$W_i = \frac{[P_{\max} \cdot V_{de} \cdot \pi \cdot c \cdot (1 - T') \cdot \text{sen}(a)] \sqrt{1 - c}}{\left(1 + \sqrt{1 - c^2}\right) \sqrt{1 + c}} \quad (8.1)$$

Para determinar V_{de} :

$$V_{de} = \frac{W_i \left(1 + \sqrt{1 - c^2}\right) \cdot \sqrt{1 + c}}{[P_{\max} \cdot V_{de} \cdot \pi \cdot c \cdot (1 - T') \cdot \text{sen}(a)] \cdot \sqrt{1 - c}} \quad (8.2)$$

Da equação (6.69) obtém-se:

$$W_i = \frac{Li}{n} \quad (8.3)$$

Será adotada rotação = 1600 rpm ; em rotações / segundo, será 26,67.

$$W_i = \frac{90}{26,67} = 3,375 \text{ J}$$

Pela configuração do motor escolhida, tem-se que os volumes transferidos:

$$V_{dc} = V_{de}$$

Da equação (6.24), tem-se:

$$v = \frac{V_{dc}}{V_{de}} = 1$$

Da equação (6.23) é calculado o parâmetro T':

$$T' = \frac{343,15}{873,15} = 0,393$$

Da equação (6.30) é calculado o parâmetro "a":

$$a = \arctan \left[\frac{(\text{sen } 90^\circ)}{(0,393 + \cos 90^\circ + 1)} \right] = 35,67^\circ$$

Da equação (6.50) é calculado o parâmetro B:

$$B = \sqrt{0,393^2 + 2(0,393 - 1)\cos 90^\circ + 1} = \sqrt{2 \cdot 0,393 + 1} = 1,17$$

Para o motor Stirling usado como referência neste projeto:

$V_{de} = 276 \text{ cm}^3$ e $V_{me} = 169 \text{ cm}^3$; portanto pela equação (6.25):

$$X_{me} = \frac{169}{276} = 0,612$$

Como $X_{me} = X_{mc}$ tem-se $X_{mc} = 0,612$.

O motor Stirling usado como referência neste projeto, tem regenerador com volume de $0,000279 \text{ m}^3$. Será adotado para este projeto o volume de $0,000627 \text{ m}^3$ obtido da relação entre a potência de referência 40 W e a potência de projeto 90 W (1: 2,25).

Da equação (6.53) é calculado o parâmetro S:

$$S = 0,393 + 2 \cdot 0,393 \cdot 0,612 + \frac{4 \cdot 0,393 \cdot 0,000627}{1 + 0,393} + 1 + 2 \cdot 0,612 + 1 = 4,099$$

Da equação (6.36) é calculado o parâmetro “c”:

$$c = \frac{1,17}{0,4099} = 0,285$$

Pela equação (9.2) é calculado o volume transferido durante o processo de expansão do gás:

$$V_{de} = \frac{3,37 \left(1 + \sqrt{1 - 0,285^2} \right)}{275790 \pi 0,285 (1 - 0,393) \text{sen } 35,67^\circ} \cdot \frac{\sqrt{1 + 0,285}}{\sqrt{1 - 0,285}} = 0,000101 \text{ m}^3$$

O diâmetro do cilindro de expansão será determinado através do volume deslocado na expansão V_{de} .

$$V_{de} = \frac{\pi \cdot D_{de}^2}{4} \cdot \text{curso do pistão de força.} \quad (8.4)$$

Sendo $V_{de} = 0,000101 \text{ m}^3$, como são 4 pistões:

$$V'_{de} = \frac{0,000101}{4} = 0,00002525 \text{ m}^3$$

O curso do pistão de força = 2,54 cm ou 0,0254 m para este cálculo. Sendo assim determina-se D_{se} a partir da equação (8.4):

$$D_{se} = \sqrt{\frac{4 \cdot V'_{de}}{\pi \cdot \text{curso}}}, \text{ assim:} \quad (8.5)$$

$$D_{se} = \sqrt{\frac{0,000101}{\pi \cdot 0,0257}} = 0,036 \text{ m}$$

O diâmetro do cilindro de compressão, pela configuração e modelo de motor adotado como referência, será igual ao do cilindro de expansão.

APÊNDICE D – Dimensionamento dos pistões

Os pistões de transferência e de força serão dimensionados segundo a relação:

$$D_c = D_{se} - 2 \cdot \text{folga} \quad (8.6)$$

A folga será igual ao espaço existente entre paredes do cilindro e o pistão. Foi adotado 0,025 mm segundo Steele (1997).

Substituindo esses valores em (8.6):

$$D_c = 0,036 - 2 \cdot 0,025 = 0,03595 \text{ m ou } D_c = 35,95 \text{ mm}$$

Portanto os diâmetros do pistão de transferência e do pistão de força serão 35,95 mm. As demais dimensões construtivas podem ser determinadas geometricamente em função destas dimensões.

APÊNDICE E - Eficiência teórica do motor

A eficiência teórica do motor será determinada pela equação (6.70), sendo:

$$\eta = \frac{W_i}{W_e} \text{ , logo:}$$

$$\eta = \frac{3,37}{7,64} = 0,44 \text{ , em termos percentuais } e = 44\%.$$

APÊNDICE F - Constante específica dos gases (WYLEN, 2003)

Gás	Constante do gás (J/kgK)
Ar	319,3
Amônia	488,2
Dióxido de carbono	188,9
Hélio	2077,0
Hidrogênio	4124,2
Nitrogênio	296,8