

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**Avaliação Teórica e Experimental do Motor
Stirling Modelo Solo 161 Operando com
Diferentes Combustíveis**

Autor: Robledo Wakin Barros

Orientador: Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora

Itajubá, Dezembro de 2005

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**Avaliação Teórica e Experimental do Motor
Stirling Modelo Solo 161 Operando com
Diferentes Combustíveis**

Autor: Robledo Wakin Barros

Orientador: Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora

Curso: Mestrado em Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Conversão de Energia

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Itajubá, Dezembro de 2005

M.G. – Brasil

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**Avaliação Teórica e Experimental do Motor
Stirling Modelo Solo 161 Operando com
Diferentes Combustíveis**

Autor: Robledo Wakin Barros

Orientador: Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora

Composição da Banca Examinadora:

Prof. Dr. Edmildo Vieira Andrade – Laboratório de Energia e Gas/UFBA

Prof. Dr. Luis Augusto Horta Nogueira - IRN/UNIFEI

Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora, Presidente - IEM/UNIFEI

Dedicatória

Aos meus pais

Sebastião Estevão Barros e Lea Wakin Barros, pelo apoio, incentivo, confiança e dedicação.

Agradecimentos

Ao meu Orientador, Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora, pela competência, dedicação, paciência e amizade.

A CEMIG / FINEP pelo financiamento da aquisição dos motores Stirling e da instrumentação utilizada nos testes.

Ao Msc. Vladimir Rafael Melian Cobas e ao Engenheiro Humberto Wilke, pelos trabalhos conjuntos realizados em motores Stirling.

Aos amigos, Fabrício Medina, Carlos Eduardo Barroso Madaleno, José Flávio Barroso, Maurício Luis Petrielli, Márcia Cristina, Danilo César, Ana Eliza, Matheus Lemos, Marcelo Zampieri, Thiago Arouca, Flávio Neves, Andrei Fontes, Bruno Cantarutti, Diego Wakin, Frederico Wakin, Mateus Barros, Daniel Detoni, Otávio Henrique, Gustavo Amadeu, Carolina Wakin, Claudia Ovando, José Joaquim, Karina.

Ao Instituto de Engenharia Mecânica da UNIFEI, representado pelos seus dedicados Professores e Funcionários, pela oportunidade que me concedeu na realização deste trabalho, e aos amigos desse Instituto, pelo convívio profissional.

Ao NEST por possibilitar a realização deste trabalho.

“Jamais considere os estudos como uma obrigação, mas sim como uma oportunidade invejável para aprender a conhecer a beleza libertadora do reino do espírito, para seu próprio bem e o bem da comunidade à qual seu futuro trabalho pertence”.

Albert Einstein.

Resumo

BARROS, R. W. (2005), *Avaliação Teórica e Experimental do Motor Stirling Modelo Solo 161 Operando com Diferentes Combustíveis*. Itajubá, 143p. Dissertação (Mestrado em Conversão de Energia) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

A busca pela ampliação da geração de energia elétrica, aliado a necessidade de redução de emissões de poluentes, vem dando força às fontes alternativas de energia. O uso de motores Stirling vem ganhando forças novamente principalmente devido à sua possibilidade de usar diversas fontes de combustível. O presente trabalho faz uma apresentação da tecnologia de motores Stirling, suas possibilidades e estado da arte, sendo apresentados importantes trabalhos publicados recentemente. O motor Stirling Solo 161 é apresentado mais detalhadamente, sendo avaliado teórica e experimentalmente. Na avaliação experimental, foram feitos testes com diferentes combustíveis, GLP e gás natural, e pôde-se obter o desempenho do motor para estes dois combustíveis. Avaliou-se a eficiência elétrica e de cogeração do motor. Para a avaliação da cogeração, considerou o aquecimento de água pelo trocador de calor do motor. Na avaliação teórica, fez-se uso da teoria de Schmidt e do software Prosa. Apresenta-se a comparação entre os resultados dos testes e os obtidos com os modelos de Schmidt e o software Prosa. Também é apresentado o trabalho realizado com o motor Stirling Viebach, de 500W de potencia, utilizando biomassa (resíduo de madeira) como combustível e todas as dificuldades encontradas e as melhorias sugeridas.

Palavras-chave

Motores Stirling, Solo 161, Teoria de Schmidt, Software Prosa, Motores de Combustão Externa.

Abstract

BARROS, R. W. (2005), *Experimental and Theoretical Valuation of Solo 161 Stirling Engine Working With Different Kinds of Fuel*. Itajubá, 143p. MSc. Dissertation - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

The aim of increase the electrical energy generation, together with the need of decreasing the pollution emission, has given force to the alternative sources of energy. The Stirling Engines have gotten forces again mainly because of its possibility to use some different kinds of fuel sources. This present work gives a presentation of the Stirling engines Technology, the possibilities and the state of the art, presenting important recently published papers. The Solo 161 Stirling engine is presented in detail, and valuated experimental and theoretical. In the experimental valuation some tests with different fuels (GLP and natural gas) were done and were possible to get the performance of the engine with these two kinds of fuel. It was evaluated the electric performance and CHP (Combined Heat and Power) In CHP analysis it was considered the heater of the water in the heat exchanger of the engine. In the theoretical valuation, was used the Schmidt Theory and the Prosa software. The comparison between test results and the ones obtained with the Schmidt model and the Prosa software were presented. It was too presented the Stirling engine model Viebach, with 500W of power, using waste as fuel, and all problems and some increasing were suggested.

Keywords

Stirling Engines, Solo 161, Schmidt Theory, Software Prosa, External Combustion Engines.

Sumário

SUMÁRIO	I
LISTA DE FIGURAS	IV
LISTA DE TABELAS	VIII
SIMBOLOGIA	X
SÍMBOLOS	X
LETRAS GREGAS	XII
SUBSCRITOS	XII
ABREVIATURAS	XIII
SIGLAS	XIII
CAPÍTULO 1	1
INTRODUÇÃO	1
1.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS -----	1
1.2 OBJETIVOS -----	2
1.3 JUSTIFICATIVA -----	3
1.4 LIMITAÇÕES E DIFICULDADES -----	4
1.5 PROBLEMA CIENTÍFICO -----	5
1.6 PROPOSIÇÕES -----	5
1.7 ESTRUTURA DO TRABALHO -----	5
CAPÍTULO 2	7
OFERTA E CONSUMO DE ENERGIA FOSSIL E BIOMASSA	7
2.1 CENÁRIO ENERGÉTICO MUNDIAL -----	7
2.2 CENÁRIO ENERGÉTICO BRASILEIRO -----	12
2.2.1 Balanço Energético Nacional de 2005 -----	12
Notas Metodológicas -----	12

Oferta Interna de Energia -----	13
2.3 USO DA BIOMASSA COMO COMBUSTÍVEL -----	16
2.3.1 Novo quadro do uso da biomassa -----	16
2.3.2 Oferta -----	17
2.3.3 Geração de eletricidade a partir da biomassa -----	18
2.4 AVALIAÇÃO DO CAPÍTULO -----	19
CAPÍTULO 3 -----	22
MOTORES STIRLING -----	22
3.1 HISTÓRICO -----	22
3.2 CLASSIFICAÇÃO DOS MOTORES STIRLING CONFORME DISPOSIÇÃO DOS PISTÕES -----	24
3.2.1 Estrutura dos motores Stirling do tipo deslocamento -----	25
3.2.2 Estrutura dos motores Stirling de dois pistões -----	26
3.3 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO E CICLO TERMODINÂMICO -----	28
3.4 FLUIDO DE TRABALHO -----	32
3.4.1 Comparações Teóricas -----	32
3.4.2 Propriedades Termo-Físicas -----	34
3.5 ESTADO DA ARTE DA TECNOLOGIA DE MOTORES STIRLING -----	38
3.5.1 Dinamarca -----	38
3.5.2 Alemanha -----	39
3.5.3 Estados unidos -----	42
3.5.4 Áustria -----	43
3.5.5 Nova Zelândia -----	44
3.6 ESTADO DA ARTE DOS FUNDAMENTOS TEÓRICOS, EXPERIÊNCIAS E TESTES EM MOTORES STIRLING -----	44
3.7 EXPERIÊNCIAS COM O MOTOR VIEBACH OPERANDO COM BIOMASSA ---	64
CAPÍTULO 4 -----	68
MATERIAIS E MÉTODOS -----	68
4.1 MOTOR STIRLING SOLO 161 -----	68
4.2 DESCRIÇÃO DA BANCADA DE ENSAIOS (INSTALAÇÃO EXPERIMENTAL E INSTRUMENTAÇÃO) -----	73
4.3 CHECK LIST PARA REALIZAÇÃO DOS EXPERIMENTOS -----	76
4.4 TEORIA DE SCHMIDT PARA MOTORES STIRLING -----	78
4.4.1 Considerações para a Teoria de Schmidt -----	78

	iii
4.4.2 Motor Stirling tipo Alfa-----	80
4.4.3 Motor Stirling tipo Beta-----	84
4.4.4 Motor Stirling tipo Gama -----	86
4.4.5 Energia e Potência Indicada e Eficiência -----	88
4.5 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL (SOFTWARE PROSA)-----	90
CAPÍTULO 5 _____	95
RESULTADOS E DISCUSSÕES _____	95
5.1 RESULTADOS DOS TESTES COM GLP -----	95
5.2 RESULTADOS DOS TESTES COM GÁS NATURAL-----	108
5.3 RESULTADOS OBTIDOS POR SCHMIDT-----	117
5.4 RESULTADOS OBTIDOS UTILIZANDO O SOFTWARE PROSA -----	119
CAPÍTULO 6 _____	126
CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS MODELOS BÁSICOS DE SUSPENSÕES VEICULARES _____	126
6.1 CONCLUSÕES-----	126
6.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS-----	129
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS _____	130
APÊNDICE A _____	133
ANÁLISE DE INCERTEZAS _____	133
A.1 TESTES COM GLP -----	133
A.1 TESTES COM GN -----	137
ANEXO 1 _____	139
DADOS DE ENTRADA E SAÍDA PROCESSADOS PELO SOFTWARE PROSA PARA O MOTOR SOLO _____	139

Lista de Figuras

Figura 2-1 Reservas e Produção Mundiais de Petróleo em 2004. Fonte: Olade – Organização Latino-Americana de Energia, 2005.-----	9
Figura 2-2 Reservas e Produção Mundiais de Carvão Mineral em 2004. Fonte: Olade – Organização Latino-Americana de Energia, 2005.-----	9
Figura 2-3 Reservas e Produção Mundiais de Gás Natural em 2004. Fonte: Olade – Organização Latino-Americana de Energia, 2005.-----	10
Figura 2-4 Capacidade Instalada de Geração de Eletricidade no Mundo em 2004. Fonte: Olade – Organização Latino-Americana de Energia, 2005.-----	11
Figura 2-5 Dependência Externa de Energia (%). Fonte: Balanço Energético Nacional 2003	15
Figura 2-6 Oferta Interna de Energia – Evolução da participação das fontes. (BEN-2005) ---	15
Figura 2-7 Oferta interna de energia (1940/2004). Fonte: Balanço Energético Nacional 2005.	18
Figura 3-1 Motor original de Robert Stirling.-----	24
Figura 3-2 Motor na configuração Beta (Mello, 2001).-----	25
Figura 3-3 Motor na configuração Gama (Mello, 2001).-----	26
Figura 3-4 Motor na configuração Alfa (Mello, 2001).-----	27
Figura 3-5 Princípio de trabalho do motor Stirling tipo Beta (Carlsen, 1994).-----	29
Figura 3-6 Princípio de Funcionamento do Motor Stirling tipo Gama (Hirata, 1995).-----	30
Figura 3-7 Princípio de Funcionamento do Motor Stirling tipo Alfa (Hirata, 1995).-----	31
Figura 3-8 Comparação do desempenho calculado para motores Stirling com diferentes fluidos de trabalho. Motores de mesma potência – 165 kW (225 hp freio – bhp) por cilindro e otimizado para a máxima eficiência possível. (Meijer, 1970).-----	34
Figura 3-9 Motor Stirling da empresa Stirling denmark com gerador encapsulado e operando com biomassa (Carlsen, 1999).-----	39
Figura 3-10 Stirling operando com energia solar-----	40
Figura 3-11 Stirling com trocador de calor para energia solar-----	40

Figura 3-12 Módulo Stirling a gás natural. -----	40
Figura 3-13 Conjunto de peças fundidas comercializado pela empresa Viebach. -----	41
Figura 3-14 Peças do motor Stirling Viebach ST 05. -----	41
Figura 3-15 Motor Stirling Viebach ST 05. -----	42
Figura 3-16 Motor Stirling STM de 4 pistões -----	43
Figura 3-17 Módulo Stirling 55 kW STM -----	43
Figura 3-18 Motor Stirling de 35 kW construído a partir do bloco de um compressor de ar. -	43
Figura 3-19 Micro motores Stirling Whispergen de 750W. -----	44
Figura 3-20 Modelo de transferência de calor (Hsu et al., 2002). -----	45
Figura 3-21 Potência e Eficiência versus Temperatura da Fonte Quente, para o motor Stirling de pistão livre estudado (Hsu et al., 2002). -----	48
Figura 3-22 Taxa de transferência de calor para o motor (\dot{Q}_H), potência (P) e eficiência (η) versus coeficiente de transferência de calor da superfície quente do motor para o fluido de trabalho $(HA)_H$ (Hsu et al., 2002). -----	49
Figura 3-23 Motor Stirling de 3 kW produzido pela Joanneum Research (Podesser, 1999). --	50
Figura 3-24 Instalação de motor Stirling a biomassa (Podesser, 1999). -----	51
Figura 3-25 Produção de eletricidade a partir de biomassa com motor Stirling (Podesser, 1999). -----	52
Figura 3-26 Motor Stirling Viebach ST 05, apresentando a sua subdivisão em cinco espaços de trabalho, e o posicionamento da instrumentação utilizada (Bonnet et al., 2002). -----	53
Figura 3-27 Vista geral da bancada de ensaios com o sistema de aquisição de dados (Bonnet et al., 2002). -----	54
Figura 3-28 Variação de pressão durante um ciclo (Bonnet et al., 2002). -----	55
Figura 3-29 Variação de temperatura no espaço de compressão durante um ciclo (Bonnet et al., 2002). -----	55
Figura 3-30 Variação de temperatura entre o regenerador e o radiador (Bonnet et al., 2002). 56	
Figura 3-31 Variação de temperatura entre o aquecedor e o regenerador (Bonnet et al., 2002).56	
Figura 3-32 Arranjo físico do motor Stirling de 35 kW (Carlsen, 1998). -----	58
Figura 3-33 Potência x Temperatura no aquecedor do motor (Carlsen, 1996). -----	60
Figura 3-34 Eficiência do motor em função da temperatura de resfriamento (Carlsen, 1996).60	
Figura 3-35 Sistema de combustão para aparas de madeira (Carlsen, 1998). -----	61
Figura 3-36 Instalação da caldeira/motor Stirling -----	66
Figura 3-37 Instalação da caldeira / motor Stirling modificada. -----	67

Figura 4-1 Instalação do motor Stirling Solo 161 testado no Laboratório de Sistemas Avançados em Geração Distribuída da UNIFEI. (vista frontal). -----	69
Figura 4-2 Instalação do motor Stirling Solo 161 no Laboratório de Sistemas Avançados em Geração Distribuída da UNIFEI. (vista lateral). -----	70
Figura 4-3 Motor Stirling Solo 161, detalhamento de principais partes. -----	71
Figura 4-4 Seleção de combustível (GN e GLP), e contador volumétrico. -----	74
Figura 4-5 Esquema da bancada de ensaios. -----	75
Figura 4-6 Visor do motor Solo, registrando uma pressão de trabalho de 148 bar. -----	75
Figura 4-7 Esquema de um motor Stirling tipo Alfa (Hirata, 1995).-----	80
Figura 4-8 Esquema de um motor Stirling tipo Beta (Hirata, 1995). -----	84
Figura 4-9 Esquema de um motor Stirling tipo Gama (Hirata, 1995).-----	86
Figura 4-10 Separação do motor Stirling em diferentes volumes/elementos finitos empregados no software PROSA (Thomas, 2003). -----	91
Figura 4-11 Software PROSA – tela de entrada de dados. -----	93
Figura 4-12 Software PROSA – entrada de dados.-----	94
Figura 4-13 Software PROSA – entrada de dados.-----	94
Figura 5-1 Rampa de carga do motor e influência da vazão da água de resfriamento na potência. -----	97
Figura 5-2 Efeito dos parâmetros pressão e vazão de água de resfriamento na potência de saída do motor. -----	98
Figura 5-3 Potência elétrica x Eficiência elétrica/Eficiência de cogeração, para 800L/h de vazão de água de resfriamento do motor.-----	101
Figura 5-4 Potência elétrica x Eficiência elétrica/Eficiência de cogeração, para 1200L/h de vazão de água de resfriamento do motor.-----	102
Figura 5-5 Potência elétrica x Eficiência elétrica/Eficiência de cogeração, para 1500L/h de vazão de água de resfriamento do motor.-----	102
Figura 5-6 Eficiências típicas a carga parcial para diferentes máquinas primárias. (Grone et al., 1997)-----	103
Figura 5-7 Potência elétrica x Consumo Específico.-----	104
Figura 5-8 Rampa de carga do motor e influência da vazão da água de resfriamento na potência. -----	110
Figura 5-9 Efeito dos parâmetros pressão e vazão de água de resfriamento na potência de saída do motor. -----	110

Figura 5-10 Potência elétrica x Eficiência elétrica/Eficiência de cogeração, para 800L/h de vazão de água de resfriamento do motor.-----	112
Figura 5-11 Potência elétrica x Eficiência elétrica/Eficiência de cogeração, para 1200L/h de vazão de água de resfriamento do motor.-----	113
Figura 5-12 Potência elétrica x Eficiência elétrica/Eficiência de cogeração, para 1500L/h de vazão de água de resfriamento do motor.-----	113
Figura 5-13 Potência elétrica x Consumo Específico. -----	115
Figura 5-14 Diagrama P x V para o motor Solo obtido pelas equações de Schmidt. -----	118
Figura 5-15 Rampa de carga do motor Solo, à partir das equações de Schmidt. -----	119
Figura 5-16 Pressão interna x Potência e Eficiência.-----	122
Figura 5-17 Influencia da rotação do motor na potência e na eficiência.-----	123
Figura 5-18 Pressão (bar) x Potência (kW) para os testes (GLP e gás natural), Schmidt e PROSA-----	124
Figura 5-19 Pressão(bar) x Eficiência para os testes (GLP e gás natural) e PROSA.-----	125

Lista de Tabelas

Tabela 2-1 Produção mundial das fontes primárias de energia no ano de 1973 e 2003. (Fonte: IEA – International Energy Agency, 2005).-----	8
Tabela 2-2 Autoprodutores de energia elétrica – 2004. (Balanço Energético Nacional – BEN 2005).-----	19
Tabela 3-1 – Dados termo-físicos para o ar, hidrogênio, hélio, dióxido de carbono e vapor d’água. (Walker, 1980).-----	36
Tabela 3-2 Resultados do teste com um motor Stirling a biomassa de 3kW (Podesser, 1999).	52
Tabela 3-3 Especificações para o motor Stirling de 35 kW (Carlsen, 1998).-----	59
Tabela 3-4 Resultados operacionais da planta de calor e potência operando na potência nominal (Carlsen, 1998).-----	62
Tabela 4-1 Especificações do motor Stirling Solo 161 segundo manual do equipamento. ----	72
Tabela 4-2 Símbolos (Hirata, 1995). -----	79
Tabela 5-1 Dados referentes ao ensaio do motor Stirling Solo 161 funcionando com GLP. --	96
Tabela 5-2 Dados de Eficiência elétrica e de cogeração para as diferentes condições de operação do motor utilizando GLP como combustível. -----	100
Tabela 5-3 Composição dos gases de exaustão do motor solo operando com GLP.-----	105
Tabela 5-4 Padrões de emissões vigentes para termelétricas na Áustria, Japão (Kucowski et all, 1997) e EUA (EPA, 1995). -----	106
Tabela 5-5 Fatores de Emissão de NO _x e CO ₂ para diferentes tecnologias de geração. (Weston et al, 2001). -----	107
Tabela 5-6 Dados referentes ao ensaio do motor Stirling Solo 161 funcionando com GN.--	109
Tabela 5-7 Dados de Eficiência elétrica e de cogeração para as diferentes condições de operação do motor utilizando GN como combustível.-----	111
Tabela 5-8 Composição dos gases de exaustão do motor solo operando com GLN. -----	116
Tabela 5-9 Dados referentes ao motor Solo. -----	117

Tabela 5-10 Resumo dos dados de entrada do software Prosa para o motor Solo.-----	120
Tabela 5-11 Resultados da simulação pelo Prosa.-----	122
Tabela A-1 Resumo das incertezas obtidas direta e indiretamente utilizando GLP. -----	135
Tabela A-2 Incertezas para dados de emissões utilizando GLP. -----	136
Tabela A-3 Resumo das incertezas obtidas direta e indiretamente utilizando GN.-----	138
Tabela A-4 Incertezas para dados de emissões, utilizando GN.-----	139

Simbologia

Símbolos

A	Área para Transferência de Calor.	
$A_{in, C}$	Área da superfície interna do <i>Cooler</i>	
$A_{out C}$	Área da superfície externa do <i>Cooler</i>	
$A_{out h}$	Área da superfície externa do trocador de calor	
bhp	Brake Horse Power – Potencia de freio	
c	Capacidade de Calor	kJ/kgK
C	Trocador de Calor de Resfriamento, Espaço de Compressão	
CHP	Combined Heat and Power.	
d	Característica de Dimensão do Fluxo	
d_x	Ângulo de Fase	°
E	Espaço de Expansão	
E_C	Energia Indicada de Compressão	J
E_E	Energia Indicada de Expansão	J
E_I	Energia Indicada	J
F_R	Fator de Forma	
h	Coefficiente de Transferência de Calor, Entalpia	
$h_{coolante}$	Coefficiente de Convecção do fluido usado p/ arrefecimento do motor	
h_{He}	Coefficiente de Convecção do Helio	
H	Trocador de Calor de Aquecimento (Heater)	
$(H\acute{A})_H$	Coefficiente de Transferência de Calor	
k	Condutividade Térmica	kW/mK

K	<i>Cooler</i>	
kW _e	kW elétrico	
M	Peso Molecular	
n	Rotação do Motor	rpm
Nu	Número de Nusselt	
P	Pressão	Bar
P	Potencia	kW
P _C	Pressão no Espaço de Compressão	Bar
P _C	Potencia Indicada de Compressão	W
P _E	Potencia Indicada de Expansão	W
P _{el}	Potência Elétrica	kW
P _i	Potencia Indicada	W
Q	Taxa de Transferência de Calor	kW
R	Regenerador, Constante Universal dos gases	
Re	Número de Reynolds	
s	Entropia	kJ/kgK
t	Temperatura Relativa	
T	Temperatura	°C
T _C	Temperatura do <i>Cooler</i> , e no espaço de compressão	K
T _E	Temperatura no Espaço de Expansão	K
T _H	Temperatura do Aquecedor	K
T _{HR}	Temperatura na Extremidade Quente do Regenerador	K
T _L	Temperatura Mínima do Fluido de Trabalho	K
T _R	Temperatura da Chama, Temperatura do gás no Regenerador	K
T _{RK}	Temperatura na Extremidade Fria do Regenerador	K
T _U	Temperatura Máxima do Fluido de Trabalho	K
T ₀	Temperatura da Água de Resfriamento, Temperatura ambiente.	K
u	Velocidade do gás.	
v	Volume Morto Relativo	
V _C	Volume Momentâneo do Espaço de Compressão	m ³
V _{DC}	Volume Morto do Espaço de Compressão	m ³
V _{DE}	Volume Morto do Espaço de Expansão	m ³
V _E	Volume Momentâneo do Espaço de Expansão	m ³
V _R	Volume do Regenerador	m ³

V_{SC}	Volume Percorrido Pelo Pistão de Compressão	m^3
V_{SE}	Volume Percorrido Pelo Pistão de Expansão ou de Deslocamento	m^3
X	Volume Morto Relativo	
W	Potência Mecânica	kW

Letras Gregas

a	Absorvidade	
Δ	Varição – final – inicial.	
η	Eficiência	
η_{cog}	Eficiência de cogeração	
η_{cogII}	Eficiência de cogeração de segunda lei.	
μ	taxa de perda de calor	
μ	Viscosidade do gás	kg-ms
ρ	Densidade	Kg/m^3
σ	Stefan-Boltzmann	W/m^2K^4
φ	ângulo de rotação do motor	°
ϕ	Coeficiente para transformar PCI do combustível em exergia química	

Subscritos

C	relativo ao volume de compressão, relativo ao <i>Cooler</i>
E	relativo ao volume de expansão
H	Relativo ao trocador de calor de aquecimento (Heater)
R	relativo ao regenerador

Abreviaturas

CHP	Combined Heat and Power
COP	Coefficiente de Performance
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo
GN	Gás Natural
PCI	Poder Calorífico Inferior
TOE	Tonelada de Óleo Equivalente

Siglas

BEN	Balanço Energético Nacional
IEA	International Energy Agency
IEM	Instituto de Engenharia Mecânica
NEST	Núcleo de Estudos em Sistemas Térmicos
OIE	Oferta Interna de Energia
OLADE	Organización Latinoamericana de Energia
PROINFA	Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia
PROSA	Program for second order analysis
UNIFEI	Universidade Federal de Itajubá

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

1.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

A ampliação e diversificação da matriz energética brasileira, tem a finalidade de aumentar o acesso à eletricidade pela população, gerando com isso um maior bem estar e desenvolvimento. Com isso, há um crescente desenvolvimento nas diferentes tecnologias de geração energética.

Com a necessidade eminente de redução da emissão de poluentes, as chamadas energias renováveis tem se destacado como uma nova tendência na geração de eletricidade, recebendo muita atenção por meio de estudos, pesquisas e investimentos desde o final do século XX.

Como energia renovável tem-se: energia eólica, de marés, de ondas oceânicas, energia solar térmica e fotovoltaica, potencial hidráulico, biomassa combustível, podendo ser (sólido, líquido ou gasoso) e sistemas geotérmicos. Para cada uma destas energias renováveis, há tecnologias para a sua conversão em eletricidade que estão em desenvolvimento atualmente.

O uso de motores Stirling vem despertando o interesse novamente, principalmente devido à sua característica de motor de combustão externa, sendo possível utilizar diferentes combustíveis, pois se necessita apenas de uma fonte quente, independente do tipo de combustível, sendo possível inclusive o uso de energia solar como fonte de calor.

Apesar deste recente interesse pelo uso de motores Stirling, esta tecnologia foi desenvolvida e apresentada pelo escocês Robert Stirling em 1816, antes do desenvolvimento dos motores de combustão interna. Porém, problemas relacionados com a dificuldade na fabricação de motores Stirling e com as tecnologias e materiais existentes na época, levaram ao desaparecimento comercial e desinteresse pela tecnologia no início do século XX. Os motores de combustão interna e os motores elétricos eram fabricados com um menor custo e eram mais potentes.

Com a nova tendência de geração de energia por meio de combustíveis alternativos, o interesse pelo uso de motores Stirling vem ganhando destaque novamente. Além disso, o desenvolvimento da engenharia de matérias, e dos diversos processos de fabricação vem aprimorando e tornando viável cada vez mais os motores Stirling.

1.2 OBJETIVOS

O objetivo principal do presente trabalho é a avaliação do desempenho do motor Stirling Solo (potência, eficiência e consumo específico) operando com diferentes combustíveis e com a variação de alguns parâmetros operacionais (pressão interna e vazão de água de resfriamento). Esta avaliação consiste em avaliação teórica e experimental.

Para a avaliação teórica, utilizou-se da teoria de Schmidt para motores Stirling e do software PROSA. Para a avaliação experimental, fez-se uso da metodologia Projeto e Análise de Experimentos, para auxiliar a delinear os experimentos, visando uma otimização da quantidade a serem realizados e para analisar a influência de alguns parâmetros operacionais do motor no seu desempenho. O motor foi avaliado experimentalmente no Laboratório de Sistemas avançados em Geração Distribuída da UNIFEI.

Os principais parâmetros avaliados teórica e experimentalmente foram: Pressão de operação do motor Stirling, vazão da água do circuito de arrefecimento, e a temperatura da fonte quente, determinando-se a influência deles na potência, na eficiência e no consumo específico do motor.

Puderam-se obter curvas de desempenho para diferentes condições operacionais do motor, e com isso, os pontos ótimos de operação do motor. Também se mediu a composição

dos gases produtos da combustão para as diferentes condições operacionais do motor e com diferentes combustíveis.

Além dos objetivos mencionados, também é apresentado um comparativo dos resultados teóricos e experimentais obtidos, além de se fazer um comparativo com outras tecnologias de mesma capacidade.

1.3 JUSTIFICATIVA

No contexto atual, com a visível necessidade de crescimento da capacidade de geração energética, principalmente através de tecnologias limpas, que não degradam o meio ambiente, uma tecnologia que possibilita o uso dos diversos tipos de combustíveis existentes se torna alvo de grande interesse.

Neste cenário se têm os motores Stirling, que após o ressurgimento do interesse pelo seu uso, vem passando por um grande aprimoramento tecnológico. Isto se deve ao desenvolvimento de metodologias para cálculos e softwares, que permitem aproximações razoáveis do comportamento teórico para o real. Além disso, o desenvolvimento de novos materiais, aliado as novas tecnologias de fabricação, permite cada vez mais aprimorar a capacidade de geração e eficiência dos motores Stirling, através do aumento da pressão interna de trabalho, aumento da temperatura da fonte quente (uso de materiais mais resistentes à temperatura) e melhora da transferência de calor nos trocadores de calor utilizados.

Através deste novo interesse pela tecnologia, houve o reaparecimento comercial do motor. O motor Stirling Solo utilizado no trabalho, é um motor comercial, de fabricação alemã, de configuração alfa, com uma potência nominal de 9kW, podendo operar como CHP (Combined Heat and Power), ou seja, cogeração. Este motor é avaliado originalmente para operar com GLP e gás natural. Também se tem a versão do motor Solo para coletores parabólicos solares.

A utilização de motores Stirling como geração distribuída, ou seja, sem a conexão com a rede e isolado dos grandes centros, também vem sendo muito discutida, sendo mais uma possibilidade dada por esta tecnologia para aumentar o acesso à eletricidade para a população que vive em comunidades isoladas.

Dentro das possibilidades apresentadas para os motores Stirling, todo trabalho de pesquisa relacionado com eles se torna de suma importância para um maior desenvolvimento

da tecnologia, visando o aumento do desempenho, principalmente com o uso de fontes alternativas de energia.

1.4 LIMITAÇÕES E DIFICULDADES

O presente trabalho tem como principal objetivo, conforme mencionado anteriormente, a avaliação teórica e experimental do motor Stirling Solo operando com diferentes combustíveis. Portanto, como dissertação de mestrado, alguns outros trabalhos que demandariam um tempo superior ao limite para a sua conclusão serão considerados como sugestões para trabalhos futuros. Sendo assim não serão considerados no presente trabalho:

- Adaptação do motor Stirling Solo a um gaseificador de biomassa, para funcionar com o gás pobre produzido no gaseificador;
- Avaliação do motor Stirling Solo operando isolado da rede (geração distribuída);
- Instalação e estudo de campo do motor Solo gerando calor e potência (cogeração) em uma comunidade isolada.

A proposta inicial para este trabalho, era a avaliação do motor Stirling Viebach acoplado a uma caldeira a biomassa. Este motor foi adquirido pelo Nest, em um conjunto de peças fundidas (única forma de comercialização) junto a empresa Alemã Viebach. Toda a construção do motor (usinagem e montagem), foi realizada na empresa Smar em Sertãozinho-SP. Esta etapa foi acompanhada desde a compra das peças até os testes do motor.

Também foi contruído uma caldeira para queima de biomassa (lenha/resíduo de madeira), na empresa AG-Therm. Foi definido um local adequado para a instalação do motor Viebach, para funcionar com o calor dos gases provenientes da combustão da biomassa na caldeira. Neste local foi feita uma adaptação para a instalação do motor Viebach. Também foi instalado um gerador elétrico acoplado ao eixo do motor Viebach, para medição de potência.

Durante os testes do conjunto, motor Stirling/caldeira a biomassa, observou-se um funcionamento muito instável do motor. O mesmo não mantinha uma potência constante, devido a problemas construtivos da caldeira, conforme apresentado neste trabalho. O motor apresentou várias paradas de funcionamento durante os testes.

Devido a esta grande dificuldade de trabalhar com o motor Stirling Viebach, acoplado a uma caldeira a biomassa, e o tempo restrito para a conclusão de um trabalho de mestrado, uma vez que já se havia passado mais de 18 meses trabalhando-se com o motor Viebach,

optou-se por fazer um trabalho teórico-experimental com o motor Stirling modelo Solo-161, utilizando-se gás natural e GLP como combustível.

1.5 PROBLEMA CIENTÍFICO

Os principais problemas a serem resolvidos para a realização do trabalho podem ser resumidos como:

Qual o comportamento do motor Solo, operando a carga parcial?

De que forma a pressão e a vazão da água de resfriamento influenciam no desempenho do motor Solo?

Como o motor Solo se comporta operando com diferentes combustíveis?

Como é o comportamento teórico do motor Solo comparado ao real?

Estudo da operação do motor Solo apenas para geração de potência e na geração combinada de calor e potência (cogeração).

1.6 PROPOSIÇÕES

Para a solução dos problemas mencionados no item 1.5, foram definidos alguns procedimentos como:

- Modelagem e estudo do motor Solo utilizando o modelo proposto por Schmidt;
- Modelagem e estudo do motor Solo utilizando o software PROSA;
- Avaliação experimental do motor Solo utilizando diferentes combustíveis.

1.7 ESTRUTURA DO TRABALHO

Neste item é feito um breve resumo acerca dos principais tópicos abordados em cada capítulo. A dissertação é composta basicamente por seis capítulos e apêndice. Além disso, em sua parte inicial, se tem o índice analítico, as listas das figuras e tabelas inseridas no decorrer

da dissertação, uma lista contendo a simbologia adotada, agradecimentos, dedicatória, resumo e abstract.

O capítulo I é o introdutório, sendo uma sucinta abordagem do trabalho realizado na dissertação. Neste capítulo estão contidos as considerações iniciais, os objetivos, a justificativa, as limitações, o problema científico, as proposições e um estudo do trabalho.

O capítulo II – Oferta e Consumo de Energia Fóssil e Biomassa – aborda um estudo acerca dos cenários energéticos em que se encontram o Brasil e o mundo atualmente, assim como os principais combustíveis utilizados como fontes energéticas, suas reservas, produção e consumo. As principais formas de geração de eletricidade. Neste capítulo também se discute sobre o uso da biomassa como combustível, as possibilidades existentes, suas principais formas de conversão em energia elétrica e as tecnologias existentes.

O capítulo III – Motores Stirling – apresenta um histórico da tecnologia de motores Stirling, desde o seu descobrimento em 1816 pelo escocês Robert Stirling até a atualidade, o seu princípio de funcionamento e ciclo termodinâmico, a classificação de acordo com a sua configuração, o estado da arte em que se encontra a tecnologia, bem como uma revisão bibliográfica dos principais trabalhos publicados recentemente.

O capítulo IV – Materiais e Métodos – se refere basicamente à metodologia utilizada para a realização do trabalho. É feita uma descrição da bancada de ensaios experimentais, bem como um check list de todos os procedimentos a serem realizados durante o ensaio. E finalmente, apresenta-se o software utilizado para simulação computacional do motor.

O capítulo V – Resultados e Discussões – é uma discussão acerca de todos os resultados obtidos, teóricos e experimentalmente, no trabalho. Resultados dos testes com GLP e gás natural. Os resultados obtidos utilizando-se a teoria de Schmidt e o software PROSA.

O capítulo VI – Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros – é o último capítulo da dissertação e relata as conclusões que puderam ser obtidas durante a realização do trabalho. Também são apresentadas as principais sugestões para trabalhos futuros relacionados à dissertação, dando continuidade ao trabalho de pesquisa.

Por último, no apêndice do trabalho, é apresentado uma análise de incerteza para os valores lidos e calculados durante os experimentos realizados. No Anexo 1 são apresentados todos os dados de entrada e de saída processados pelo software Prosa para o motor Stirling Solo.

Capítulo 2

OFERTA E CONSUMO DE ENERGIA FOSSIL E BIOMASSA

2.1 CENÁRIO ENERGÉTICO MUNDIAL

Estima-se que aproximadamente um terço da população mundial, cerca de dois bilhões de pessoas, não tem acesso direto à energia elétrica (Dias, 2000). Mesmo nos países industrializados, com altos padrões de vida, coexistem formas rudimentares de transformação e uso da energia. Porém, os esforços são no sentido de reduzir ao máximo esta parcela.

Em 2003 a produção mundial de energia primária foi de aproximadamente 10579 megatoneladas de petróleo equivalente – segundo dados da IEA (International Energy Agency, 2005). Desta produção, aproximadamente 86,5% são provenientes de fontes não renováveis – carvão mineral, gás natural, petróleo e energia nuclear. A energia restante é proveniente de fontes renováveis, dentre as quais se destacam: Combustíveis renováveis e de resíduos (biomassa), energia hidrelétrica, geotérmica, solar e eólica. A Tabela 2-1 apresenta as principais fontes de energia primária, com suas respectivas parcelas na produção mundial de energia nos anos 1973 e 2003.

Avaliando os dados contidos na Tabela 2-1, nota-se uma redução no percentual de produção de petróleo comparado às outras fontes de energia primária. O gás natural apresenta uma tendência de crescimento em sua produção e consumo, devido a este combustível ser o mais limpo dos combustíveis renováveis, apresentando baixo potencial de impacto ambiental quando comparado a outras fontes não renováveis, tais como o carvão mineral e o petróleo.

Outra fonte primária que vem retomando o seu crescimento é a nuclear. As fontes renováveis de energia, apresentadas como outros na Tabela 2-1, apresentou um ligeiro crescimento em sua participação nas fontes primárias de energia desde o ano de 1973. Porém tal fonte é alvo de grande interesse mundial atualmente e provavelmente aumentará a sua participação entre as demais fontes de energia primária.

Com relação às fontes não renováveis, têm-se expectativas de que as reservas de petróleo durem por aproximadamente 75 anos, as de gás natural por aproximadamente 100 anos e as de carvão mineral por aproximadamente 200 anos (Mattozo, 2001).

Tabela 2-1 Produção mundial das fontes primárias de energia no ano de 1973 e 2003. (Fonte: IEA – International Energy Agency, 2005).

Fonte	Porcentagem do total produzido (%) 1973	Porcentagem do total produzido (%) 2003
Petróleo	45,0	34,4
Carvão Mineral	24,8	24,4
Gás Natural	16,2	21,2
Energia Nuclear	0,9	6,5
Outros*	13,1	13,5

* Combustíveis renováveis e de resíduos (biomassa), energia hidrelétrica, geotérmica, solar e eólica.

Entretanto, a principal fonte primária de energia utilizada atualmente continua sendo o petróleo, que contribuiu com 34,4% da produção total de energia primária no ano de 2003 (International Energy Agency, 2005). A Figura 2-1 apresenta as reservas mundiais de petróleo e a sua produção no ano de 2004.

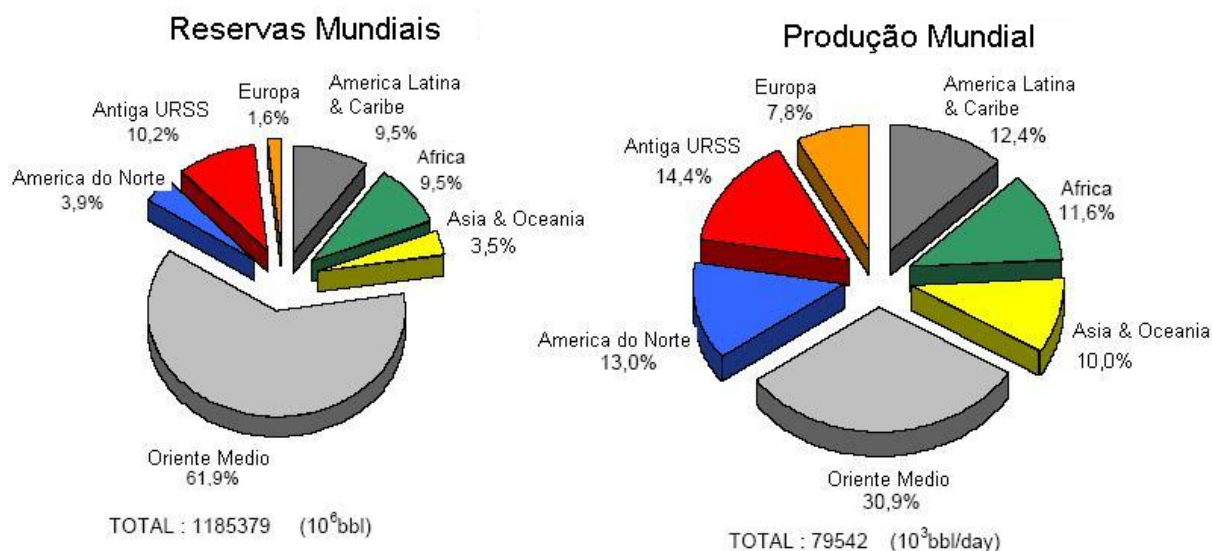


Figura 2-1 Reservas e Produção Mundiais de Petróleo em 2004. Fonte: Olade – Organização Latino-Americana de Energia, 2005.

O carvão mineral aparece como a segunda fonte primária em produção mundial no ano de 2003, de acordo com os dados da Tabela 2-1. Porém, motivos ambientais e econômicos, que relacionam a queima deste combustível com a acidificação das chuvas e a formação do smog urbano estão contribuindo para a redução do seu consumo.

A Figura 2-2 apresenta as reservas e a produção de carvão mineral por região do mundo no ano de 2004.

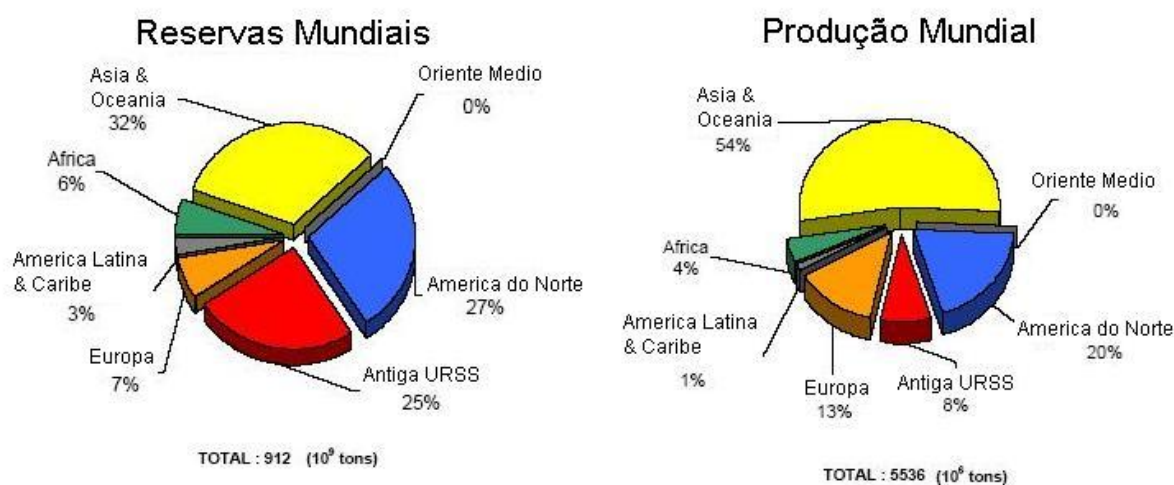


Figura 2-2 Reservas e Produção Mundiais de Carvão Mineral em 2004. Fonte: Olade – Organização Latino-Americana de Energia, 2005.

O terceiro tipo de combustível fóssil, o gás natural, vem apresentando grande crescimento em seu consumo/produção. Isso se deve ao fato do gás natural apresentar baixo teor de poluição, e devido às políticas de proteção ambiental estar cada vez mais rigorosas. Também é importante salientar a grande versatilidade na utilização de tal combustível. O mesmo pode ser utilizado em automóveis, em centrais termelétricas, ou em qualquer outra aplicação que necessite geração de calor. Na Tabela 2-1 aparece como a terceira fonte de energia primária em produção.

A Figura 2-3 apresenta as reservas e a produção de gás natural por região do mundo.

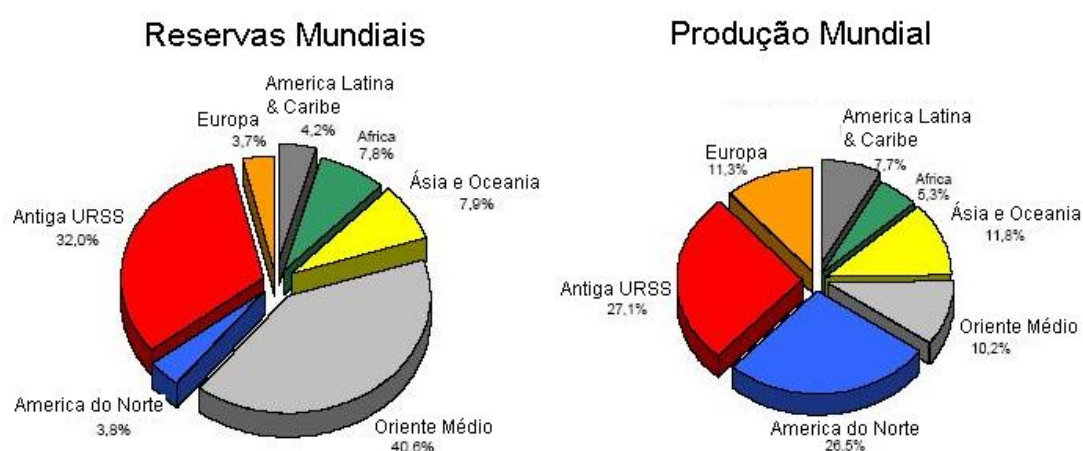


Figura 2-3 Reservas e Produção Mundiais de Gás Natural em 2004. Fonte: Olade – Organização Latino-Americana de Energia, 2005.

Outra fonte energética não renovável e de grande importância na matriz energética mundial é a energia nuclear. Sua contribuição na produção total de energia primária no ano de 2003 foi de 6,5%, segundo dados do International Energy Agency (2005), mostrando uma grande evolução a partir de 1973, quando representava apenas 0,9 % do total de produção dentre as fontes primárias.

Como toda fonte de energia, a nuclear apresenta uma série de vantagens e desvantagens. Sua maior desvantagem é o risco de vazamento de material radioativo. Entretanto, há uma certa tendência de retomada de investimentos nesta fonte de energia atualmente.

Por último, e concluindo as fontes primárias de energia, tem-se a chamada energia renovável. Esta forma de energia é produzida por fontes renováveis. Sendo estas, energia eólica, de marés, de ondas oceânicas, energia solar térmica e fotovoltaica, potencial

hidráulico, biomassa combustível, podendo ser (sólido, líquido ou gasoso) e sistemas geotérmicos.

Em base nos dados da Tabela 2-1, pode-se observar que esta fonte de energia foi responsável por 13,5% da produção total mundial de energia primaria no ano de 2003. Deste total, combustíveis renováveis (biomassa) e resíduos são responsáveis por 80,0%, a energia hidráulica é responsável por 16,3%, enquanto as demais fontes renováveis de energia (solar, eólica, geotérmica e maré) são responsáveis pelos restantes 3,7%. (International Energy Agency, 2005).

Com relação à geração de energia elétrica no mundo, segundo dados da IEA – International Energy Agency (2005), no ano de 2003, foram gerados 16661 TWh. Deste total, as principais fontes geradoras foram: carvão mineral contribuindo com 40,1% do total gerado, gás natural com 19,4%, centrais hidrelétricas com 15,9% e centrais nucleares com 15,8%.

A Figura 2-4 apresenta a capacidade instalada de eletricidade no mundo, pelos diferentes tipos de centrais, no ano de 2004.



Figura 2-4 Capacidade Instalada de Geração de Eletricidade no Mundo em 2004. Fonte: Olade – Organização Latino-Americana de Energia, 2005.

2.2 CENÁRIO ENERGÉTICO BRASILEIRO

Principalmente devido às características geográficas do Brasil, a geração de eletricidade é basicamente por centrais hidrelétricas. O Brasil se destaca por conter grande parte de toda água doce do mundo, além disso, o relevo brasileiro propicia o aproveitamento do recurso hídrico na geração hidrelétrica.

Além da facilidade geográfica, a geração hidrelétrica se destaca, uma vez que, não se tem gastos com combustíveis, sendo o custo da energia gerada apenas o custo de implantação e manutenção das centrais hidrelétricas.

Apesar de todas estas vantagens, o Brasil aproveita apenas cerca de 25% da sua capacidade de geração hidrelétrica. Isso se deve principalmente ao maior potencial de geração hidrelétrica se situar na região norte, inviabilizando projetos devido ao impacto ambiental e devido à dificuldade de transmissão desta energia gerada para os grandes centros consumidores (região sudeste).

Com a crise energética ocorrida em 2001, devido aos baixos níveis dos reservatórios de água das principais centrais hidrelétricas do país, o governo passou a incentivar outras formas de geração elétrica, tais como as centrais termelétricas, e além disso as fontes alternativas de geração de energia, compreendendo a chamada energia renovável, sendo criados programas, como o PROINFA – Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia Elétrica.

2.2.1 Balanço Energético Nacional de 2005

Notas Metodológicas

O Balanço Energético Nacional – BEN (2005) tem como ano base 2004.

A contabilização das diferentes formas de energia se dá com a utilização de fatores de conversão, que levam em consideração a capacidade de liberação de calor, em calorias, de cada energético quando da sua combustão completa. Para a eletricidade, pelo primeiro princípio da termodinâmica, $1\text{kWh} = 860\text{kcal}$, entretanto, é comum a utilização de critérios de equivalentes térmicos, os quais valorizam a geração hidráulica como se fosse oriunda de termelétricas, incorporando todas as perdas térmicas. Este critério serve apenas para harmonizar comparações da Oferta Interna de Energia – OIE, entre países com distintas estruturas de geração hidráulica e térmica. Assim, para termelétricas com eficiência média de

27,5%, $1\text{kWh} = 860/0,275 = 3132\text{kcal}$ (critério utilizado no Balanço Energético Brasileiro até 2001), e para eficiência média de 38%, $1\text{kWh} = 2263\text{ kcal}$ (critério utilizado pela BP Statistical Review). A Agencia Internacional de Energia – IEA, o Conselho Mundial de Energia – WEC, e o Departamento de Energia dos Estados Unidos – DOE utilizam o fator de $1\text{kWh} = 860\text{kcal}$. (Balanço Energético Nacional – BEN 2005)

Para obtenção dos resultados em tep – tonelada equivalente de petróleo, os fatores de conversão devem ser calculados pela relação entre o poder calorífico de cada fonte e o poder calorífico do petróleo adotado como referencia.

A edição do Balanço Energético Nacional utilizado (2005) considera: (i) $1\text{kWh} = 860\text{kcal}$, (ii) petróleo de referencia com PCI de 10000kcal/kg .

Oferta Interna de Energia

No Balanço Energético Nacional, a menos de eventuais ajustes estatísticos, a soma do consumo final de energia, das perdas na distribuição e armazenagem e das perdas nos processos de transformação, recebe a denominação de Oferta Interna de Energia – OIE, também, costumeiramente denominada de matriz energética ou de demanda total de energia.

Segundo dados do Balanço Energético Nacional de 2005, a Oferta Interna de Energia, em 2004, foi de 213,4 milhões de toneladas equivalentes de petróleo – tep, montante 219% superior ao de 1970 e equivalente a 2% da demanda mundial. Cerca de 87% do consumo nacional vem de fontes internas, enquanto que os 13% restantes são importados – principalmente petróleo e derivados, carvão mineral, gás natural, e em menor quantidade, energia elétrica.

No Brasil, em 2004 (BEN, 2005), cerca de 43,9% da OIE tem origem em fontes renováveis, enquanto que no mundo, essa taxa é 13,6%, e nos países desenvolvidos é de apenas 6%. Dos 43,9% de energia renovável, 14,4 correspondem a geração hidráulica e 29,4 a biomassa. Essa característica, bastante particular do Brasil, resulta do grande desenvolvimento do parque gerador de energia hidrelétrica desde a década de 50 e de políticas publicas adotadas após a segunda crise do petróleo, ocorrida em 1979, visando redução do consumo dos combustíveis derivados do petróleo e dos custos de importação.

Nesta linha, foi implementado em 1975 o Proálcool, programa de produção de álcool combustível, visando a substituição parcial da gasolina utilizada na frota de veículos leves pelo álcool. A produção de álcool, que de 1970 a 1975 não passou de 700 mil m^3 , passou a 2,85 milhões de m^3 em 1979 e, em 1997, registrou um nível de 15,5 milhões de m^3 , nível

máximo atingido. A partir deste ano, a produção começou a declinar, chegando a 12,6 milhões de m³ ao final de 2002 e se recuperando em 2003, com produção de 14,5 milhões de m³, e em 2004, com produção de 14,6 milhões de m³.

Atualmente, a produção de álcool passa por um novo crescimento, principalmente devido a entrada no mercado dos carros bicombustíveis. Segundo (Pereira, 2005), a perspectiva para demanda por etanol apenas no Brasil em 2010 atinja 16,9 milhões de m³. Nos Estados Unidos ficaria entre 18 e 20 milhões de m³.

Com a modernização da indústria da cana no Brasil, a expectativa é de que, nos próximos cinco anos, a riqueza gerada por ela salte dos atuais R\$40 bilhões para R\$56 bilhões por ano, (Neves & Neto, 2005).

Segundo Neves & Neto, 2005, o álcool tornou-se a maior aposta econômica do país para as próximas décadas. O crescimento das vendas de carros bi combustíveis no Brasil e a procura por fontes alternativas de energia mais baratas e menos poluentes que o petróleo no mundo dispararam o gatilho dos investimentos. Até 2009, 52 novas usinas entrarão em funcionamento com uma injeção na economia que chegará a R\$12 bilhões. As 320 usinas já existentes também estão sendo ampliadas e modernizadas. O objetivo é aumentar a produção brasileira de 15 bilhões de litros para 27 bilhões nesse período.

Com relação ao petróleo, a sua produção nacional também vivenciou grande desenvolvimento. Isso, graças a vultosos investimentos em prospecção e exploração. O resultado foi o considerável aumento do volume medido – volume pronto para ser tecnicamente explorado. Das reservas nacionais totais de petróleo em 1979 de 283 milhões de m³ passaram para 2,35 bilhões de m³ em 2004. Neste mesmo período, a produção de petróleo passou de 170 mil barris por dia para 1541 mil barris por dia, incluindo gás natural liquefeito – LGN. Em 2006 o Brasil atinge a auto-suficiência em Petróleo, ou seja, atinge uma produção superior ao seu consumo interno.

Com relação à indústria de energia elétrica, seu parque gerador de eletricidade foi aumentado de 11 GW em 1970, para 30,2 GW em 1979 e para 90,7 GW em 2004.

O reflexo das medidas tomadas visando ampliar a OIE ao longo dos anos, pode ser observado claramente, seja pela redução do grau de dependência externa de energia, seja pela evolução da matriz energética brasileira desde o início da década de 80. Isso pode ser observado na Figura 2-5. Na década de 70, a dependência externa de energia foi crescente, passando de 28% para cerca de 46% das necessidades globais. Os dados de 2004 mostram uma redução deste nível para perto de 13%. Em termos da dependência do petróleo, a

diminuição foi ainda mais significativa, de cerca de 85% em 1979 para 7,8% em 2004. E chegando a auto-suficiência em 2006.

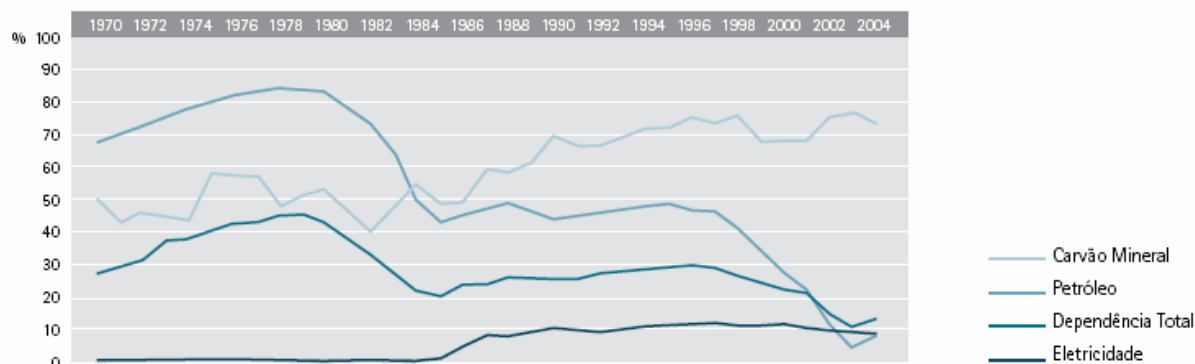


Figura 2-5 Dependência Externa de Energia (%). Fonte: Balanço Energético Nacional 2003

Com relação aos combustíveis provenientes da biomassa, a lenha, quando usada como fonte primária de energia, vem sendo substituída principalmente por GLP e gás natural, no seu uso doméstico. Os produtos da cana, que incluem o álcool e o bagaço de cana, tiveram um crescimento na participação da OIE no período de 1975 a 1985, estabilizando a partir daí.

A energia hidráulica mantém taxa crescente de participação ao longo de todo o período. O carvão mineral foi impulsionado pela indústria metalúrgica no início da década de 80, mantendo participação constante a partir de 1985.

O gás natural é a fonte de energia que vem tendo significativo desenvolvimento nos últimos anos. Isso, devido principalmente ao seu crescente uso em centrais termelétricas e em automóveis. A expectativa é que se tenham melhorias em termos de eficiência energética e da qualidade do meio ambiente, uma vez que o gás natural é o mais limpo dos combustíveis fósseis. A Figura 2-6 apresenta a evolução da participação das fontes de energia na OIE no período entre 1970 a 2004.

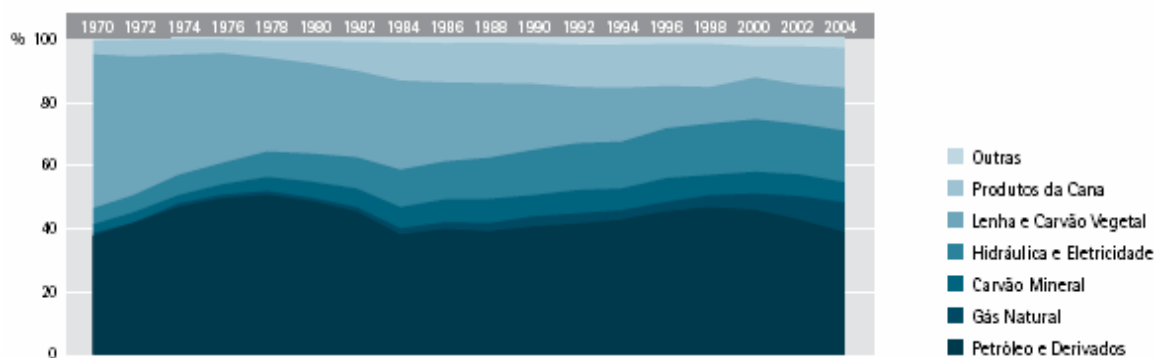


Figura 2-6 Oferta Interna de Energia – Evolução da participação das fontes. (BEN-2005)

2.3 USO DA BIOMASSA COMO COMBUSTÍVEL

O termo biomassa engloba a matéria vegetal gerada através da fotossíntese e os seus derivados, tais como: resíduos florestais e agrícolas, resíduos animais e a matéria orgânica contida nos resíduos industriais, domésticos, municipais, etc. Estes materiais contem energia química provida da transformação energética da radiação solar. Essa energia química pode ser liberada diretamente por combustão, ou convertida através de algum processo em outras fontes energéticas mais adequadas, para um fim qualquer desejado, tal como o álcool e o carvão vegetal (Lora & Nogueira, 2003).

Certamente um dos primeiros combustíveis utilizados pela humanidade foi a biomassa. Com a descoberta dos combustíveis fosseis seu uso ficou mais restrito. Com a redução constante das reservas de combustíveis fosseis, sendo estes não renováveis, aliado à grande poluição causada com a queima dos mesmos, o uso da biomassa como combustível volta a ganhar força.

Os países tropicais apresentam grande vantagem em relação a tal combustível, devido ao clima tropical ser propício ao cultivo de biomassa. Este é o caso do Brasil, que se destaca pela grande riqueza vegetal.

2.3.1 Novo quadro do uso da biomassa

O Brasil é um dos países que, relativamente, usa mais biomassa como forma de energia renovável. Isso não ocorre somente devido ao uso do álcool combustível em parte da frota veicular e do bagaço de cana, resíduo das usinas de açúcar e álcool. Também se deve a queima dos resíduos das indústrias da serraria, aglomerados e celulose, que utilizam a madeira como matéria prima. Aproveita-se ainda de forma tradicional a lenha de florestas naturais, regeneradas ou cultivadas, para a produção de calor doméstico e industrial e carvão vegetal, que substitui o coque de carvão fóssil na siderurgia. Além disso, novas formas de uso da madeira cultivada, especificamente para fins energéticos, vêm sendo estudadas (Leite, 1997).

Na utilização do potencial da biomassa florestal, devem ser considerados vários aspectos técnico-econômicos, ambientais e institucionais.

No aspecto técnico, para a lenha, apresentam-se dois caminhos: a carbonização contínua (pirólise), com vistas à produção simultânea de carvão vegetal e energia elétrica, e a gaseificação, associada ao emprego de motores de combustão interna e turbinas a gás, em

ciclo combinado, visando a produção de eletricidade. Ambos dependem, fundamentalmente, da eficiência do segmento florestal e da sua conjugação com a indústria, já que o custo do transporte da matéria-prima é parte relevante do preço final do carvão ou da energia. Como ocorre com quase todas as novas tecnologias, é ainda difícil competir economicamente com os combustíveis fósseis.

A utilização da biomassa para fins energéticos tem uma grande vantagem quando comparada aos combustíveis fósseis no que diz respeito à emissão de CO₂ e de outros poluentes da atmosfera. Considerando a produção e a queima da biomassa, há equivalência entre as emissões de CO₂, decorrentes do processo de queima, e o CO₂ seqüestrado da atmosfera pela biomassa, durante o cultivo da mesma, através da fotossíntese. Não há, portanto contribuição líquida para o aumento do estoque de carbono na atmosfera (Leite, 1997).

Do lado negativo, a exploração de florestas nativas e cultivadas, por vezes indiscriminadas, sendo, portanto incompatível com o conceito de desenvolvimento sustentável, tem sido objeto de críticas.

2.3.2 Oferta

Segundo dados do Balanço Energético Nacional de 2005, no início da década de 40, a biomassa era responsável por 85,7% da Oferta Interna de Energia (OIE) do Brasil, dos quais 97,2% correspondiam a lenha e carvão vegetal e 2,8% a produtos da cana. Com o uso crescente dos derivados de petróleo, logo acompanhados da grande expansão da hidroeletricidade, a biomassa passa a diminuir de participação década após década.

Em 1970, ano inicial da atual base de dados do Balanço Energético Nacional, a biomassa já participava com 53% da OIE (89,9% de lenha e carvão vegetal e 10,1% de produtos da cana).

Enquanto a lenha foi sendo substituída por derivados de petróleo, principalmente por GLP no setor residencial, o bagaço de cana foi aumentando sua importância na matriz energética em função do aumento da produção de açúcar e de álcool, este último a partir de 1975 (Patusco, 2003).

Conforme mencionado, na primeira metade da década de 80, houve um alto incremento do uso industrial de biomassa, devido principalmente ao carvão vegetal que substituiu o óleo combustível e ao maior uso do bagaço de cana.

Em 2004, chegou-se a uma OIE composta por 26,7% de biomassa, sendo 49,5% de lenha e carvão vegetal, 50,5% de produtos da cana – caldo de cana, melaço e bagaço (BEN 2005). A Figura 2-7 apresenta a composição da Oferta Interna de Energia ao longo dos anos.

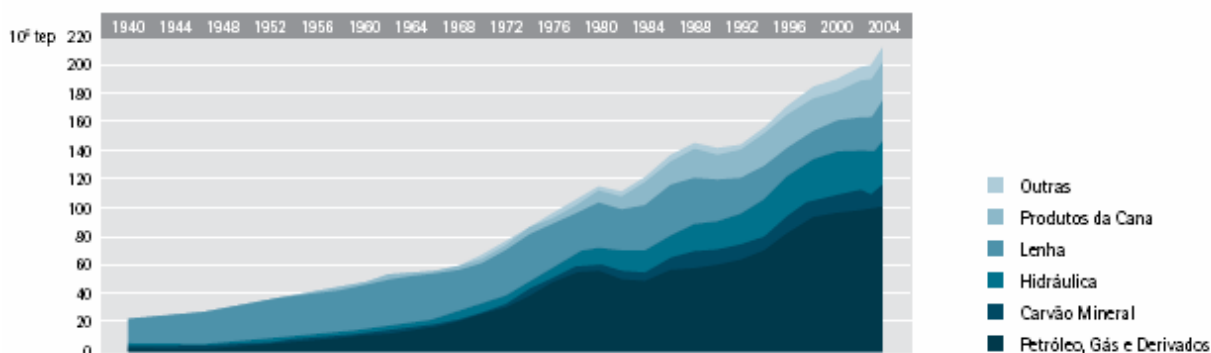


Figura 2-7 Oferta interna de energia (1940/2004). Fonte: Balanço Energético Nacional 2005.

2.3.3 Geração de eletricidade a partir da biomassa

Em termos de geração de eletricidade por biomassa no Brasil, deve ser levada em conta a autoprodução de eletricidade, por representar uma parcela significativa. O setor sucroalcooleiro é o que mais contribui na geração líquida de eletricidade utilizando biomassa, esta na forma de bagaço de cana. Em segundo lugar aparece a geração de eletricidade a partir da lixívia – também denominada licor negro, é obtido durante a fabricação de papel e celulose, como resultado da dissolução da lignina da madeira com soda caustica, a fim de se obter polpa de celulose. E com uma contribuição bem inferior na geração de eletricidade no Brasil, vem a lenha.

Segundo dados do Balanço Energético Nacional de 2003, a autoprodução de eletricidade em 2004 foi de 37.912,3 GWh, correspondente a 9,8% da geração total do País (387.500 GWh) em 2004.

A Indústria Metalúrgica, com 33,0% da autogeração entre os diferentes setores da indústria em 2004, foi o principal autoprodutor de eletricidade. Em seguida vêm: a Indústria Sucroalcooleira com 18,4%, a Indústria de Papel e Celulose com 18,0%. (Balanço Energético Nacional – BEN 2005).

A Tabela 2-2 mostra que o Setor Sucroalcooleiro produziu mais do que consumiu de eletricidade no ano de 2004, havendo uma sobra de eletricidade. Em seguida vêm os Setores de Petróleo, com geração de 64,1% das suas necessidades e o de Papel e Celulose, com 48,3%.

Tabela 2-2 Autoprodutores de energia elétrica – 2004. (Balanço Energético Nacional – BEN 2005).

Setor	Consumo Total de Eletricidade (a) mil GWh	Geração Própria (b) GWh	(b)/(a)%
Papel e Celulose	14098	6812,0	48,3
Sucroalcooleiro	6106,8	6966,9	114,1
Petróleo	6687,0	4287,5	64,1
Metalurgia	58455,0	12499,3	21,4
Química	21612,0	2380,3	11,0
Outros Setores	174028,2	4966,2	2,9

De acordo com Lora e Andrade, (2004), a biomassa no Brasil possui um potencial térmico de geração de eletricidade de 27GW.

Estes mesmos autores mostram que dentre as tecnologias para a conversão da energia contida na biomassa em eletricidade, somente o ciclo a vapor e os motores de combustão interna acoplados a gaseificadores de biomassa estão em estágio comercial. Os motores Stirling acoplados a fornalha e gaseificadores possuem um grande potencial térmico e de mercado.

2.4 AVALIAÇÃO DO CAPÍTULO

No capítulo 2 foi apresentado dados energéticos situando o Brasil e o mundo, com relação a produção e consumo dos diversos tipos de fontes de energia. No caso do Brasil foi apresentado os dados relevantes do Balanço Energético Nacional de 2005 com o ano base de 2004. Também foi apresentado alguns dados referentes a auto-produção de energia elétrica. Este ítem tem a finalidade de fazer uma sucinta análise dos dados apresentados.

Atualmente há uma tendência mundial de incrementar a geração de energia elétrica a partir de fontes renováveis, e com isso aumentar a participação destas na produção/consumo das fontes primárias de energia. Para isso grande parte dos países desenvolvidos tem investido em pesquisa e desenvolvimento de tecnologias para transformação de fontes renováveis em

eletricidade. Dentre as fontes renováveis se destacam: Energia solar, eólica, biomassa, potencial hidráulico.

Apesar deste aumento de interesse por fontes renováveis, a participação das mesmas na matriz energética mundial, medida através da Oferta Interna de Energia ainda é muito pequena. Segundo dados do BEN-2005, em 2004, apenas cerca de 13,6% da OIE mundial tinha origem em fontes renováveis, enquanto que nos países desenvolvidos esta taxa se reduz para aproximadamente 6%.

Portanto, as fontes renováveis apresentam atualmente um potencial de crescimento muito grande mundialmente, o que indica um aumento de investimento no setor para os próximos anos.

No caso do Brasil este panorama é um pouco diferente. A participação de fontes renováveis em 2004, segundo dados do BEN-2005, foi de aproximadamente 43,9%. O Brasil vem substituindo a sua matriz energética, incrementando o uso de fontes renováveis a partir da década de 50, com o grande desenvolvimento do parque gerador de energia hidrelétrica. Soma-se a isso as políticas públicas adotadas a partir da crise do petróleo em 1979, visando a redução do consumo de combustíveis derivados do petróleo. Programas como o proalcool, e a substituição de óleo combustível por carvão vegetal também contribuíram para a redução da participação de fontes não renováveis na OIE brasileira.

Apesar de o uso do álcool como combustível veicular ter passado por um grande declínio em meados da década de 1990, principalmente devido a crise do álcool em 1989, este combustível vem sendo alvo de grande interesse novamente. A partir de meados da década de 1990, a frota de veículos nacional produzida era unicamente a gasolina, os veículos a álcool não mais eram fabricados. Atualmente com a inovação dos veículo bi-combustíveis (gasolina-álcool), o uso de álcool como combustível vem aumentando muito, e o setor sucroalcooleiro ganhou este importante incentivo.

Outro ponto importante a se destacar é o aumento do interesse pela produção de petróleo devido ao elevado preço do barril do produto. O barril chegou a custar mais de US\$ 76,00 em julho de 2006. Vale destacar a auto-suficiência atingida pelo Brasil neste ano (2006) em petróleo, ou seja, o país produz mais que o seu consumo interno. Este elevado preço do produto vem incentivando a exploração do mesmo em águas mais profundas, no caso do Brasil, característica que leva a Petrobras ser recordista mundial em exploração nestas condições.

O uso do gás natural combustível é o mais incentivado mundialmente entre os combustíveis não renováveis. Isso devido a suas características, por apresentar uma queima

mais limpa, produzindo baixa agressão ao meio ambiente. O gás natural vem sendo utilizado principalmente como combustível veicular e em termoelétricas, em substituição ao carvão mineral e ao óleo pesado. Além de ser um combustível limpo, apresenta grande versatilidade para seu uso. Podendo ser utilizado em motores de combustão interna, motores Stirling, centrais termelétricas, ou em qualquer processo que se necessite de calor.

No Brasil há um grande interesse pelo combustível, que vem sendo explorado em alguns campos produtores, porém com uma produção ainda insuficiente para atender a demanda nacional. Assim o país importa este insumo de países produtores da América Latina como a Bolívia e atualmente estuda a possibilidade de construção de gasoduto para receber o produto da Venezuela, porém a obra ainda parece inviável.

Capítulo 3

MOTORES STIRLING

3.1 HISTÓRICO

Em motores de ciclo fechado, enquanto o fluido de trabalho é aquecida em uma parte do motor, em outra parte, este mesmo fluido pode ser simultaneamente resfriado. Portanto, o processo não é simples de ser entendido. A invenção de um motor de combustão externa de ciclo fechado por Robert Stirling em 1816 foi provavelmente uma das mais espetaculares invenções feitas pelo homem. Este esteve tão avançado cientificamente na época que pelo menos 30 anos se passaram sem quem ninguém pudesse entender o funcionamento do motor por completo (Finkelstein & Organ, 2001).

Esta invenção foi feita pelo reverendo Robert Stirling, quando ele tinha vinte e seis anos de idade. A família de Robert Stirling gerou numerosos engenheiros promissores, durante varias gerações. O seu avô Michael Stirling, foi o inventor da primeira maquina colheitadeira rotativa, em 1756. (Finkelstein & Organ, 2001).

A patente original nº 4081 de 1816 tinha o obscuro titulo: “Improvements for Diminishing the Consumption of Fuel, and in Particular an Engine Capable of Being Applied to the Moving (of) Machinery on a Principle Entirely New – Melhora para Redução do Consumo de Combustível, e em Particular um Motor Capaz de ser Aplicado ao Movimento de Maquina com um Principio Completamente Novo”. Nesta patente, Robert Stirling não apenas descrevia a construção e o uso do regenerador pela primeira vez na historia, como também prevê as suas principais aplicações, como para fornos de vidros ou para fusão de metais.

Também está incluída uma descrição do primeiro motor de ciclo fechado, como o apresentado na Figura 3-1 (Finkelstein & Organ, 2001).

Neste motor, calor é gerado pela queima de um combustível em uma fornalha, os gases da combustão passavam por B, F e sai em uma chaminé em A (Figura 3-1). Em F, está posicionado a parte quente do motor Stirling. O pistão de deslocamento C, é o responsável por deslocar o fluido de trabalho do espaço de expansão para o de compressão. O pistão D é o de trabalho. Com o aquecimento do fluido de trabalho na parte quente do motor (espaço de expansão) e resfriamento na parte fria (espaço de compressão), e com um mecanismo para sincronizar o movimento destes pistões, havia o funcionamento do motor.

O auge na produção de motores Stirling ocorreu graças ao John Ericsson, um engenheiro e inventor sueco. Ele obteve sucesso fabricando um motor Stirling prático, sendo vendidos umas 2000 unidades, numa faixa entre 0,5 a 5 hp, por volta de 1850 na Inglaterra e nos Estados Unidos. Depois disso, vários motores Stirling foram feitos com maiores potências e eficiências. Entretanto, a capacidade dos motores Stirling produzidos neste período era inferior comparado aos motores Otto e Diesel. O motor Otto foi inventado em 1877 e o motor diesel em 1893 (Hirata, 1995).

Os motores Stirling requeriam uma atenção especial em sua manufatura, que tinha uma tolerância mais estreita do que a requerida pelos motores de combustão interna. A combinação de um menor custo de manufatura e uma maior potência gerada pelos motores de combustão interna levou ao desaparecimento comercial do motor Stirling.

Por muitos anos do século XX, os motores Stirling ocuparam um papel relativamente pouco relevante entre os tipos de motores usados neste período. São geralmente chamados de motor a ar e são caracterizados pela confiabilidade e segurança, porém baixa potência específica. Quando comparados com outras máquinas, perdiam na relação US\$/hp. Nos anos 1930, pesquisadores da Philips Company, na Holanda, reconheceram várias possibilidades neste antigo motor, e utilizaram modernas técnicas de engenharia para a sua fabricação. Desde então, a Philips Company investiu milhões de dólares, criando uma posição de destaque para a tecnologia de motores Stirling. Os desenvolvimentos realizados geraram motores com bom funcionamento, silenciosos, com elevada eficiência e com a possibilidade de usar qualquer fonte de calor. Suas principais aplicações podem ser a propulsão veicular, geração de eletricidade, geração direta de potência hidráulica, e como bomba de calor (Martini, 1983).

Com o aprimoramento tecnológico, com o desenvolvimento de novos materiais, e com o aumento do conhecimento matemático para simular a operação do ciclo do motor Stirling, houve o desenvolvimento de um motor mais barato e mais eficiente. Com isso, a sua

capacidade de usar diferentes combustíveis passou a gerar interesse em seu princípio novamente.

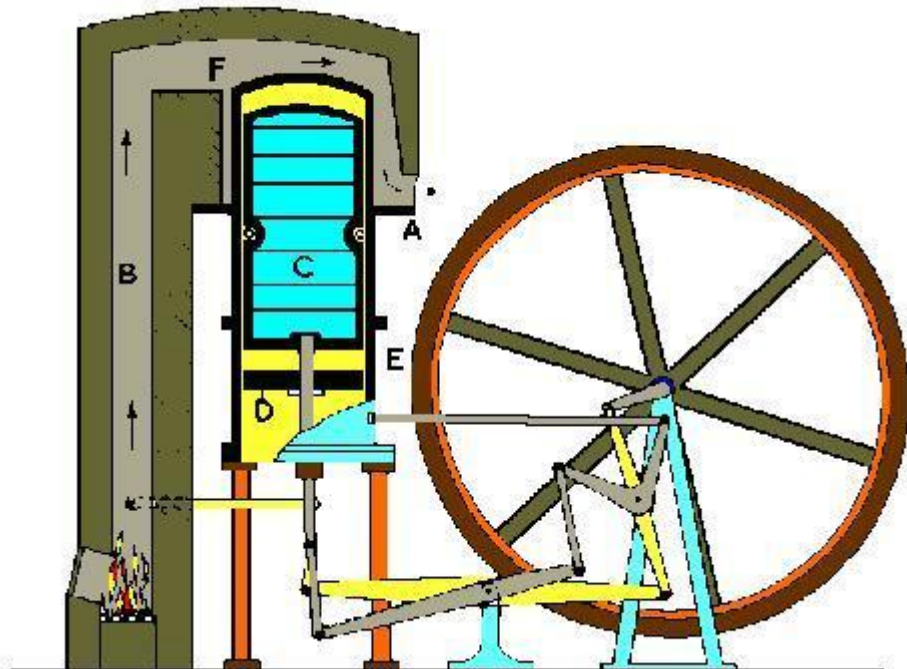


Figura 3-1 Motor original de Robert Stirling.

3.2 CLASSIFICAÇÃO DOS MOTORES STIRLING CONFORME DISPOSIÇÃO DOS PISTÕES

Os motores Stirling são divididos em geral em três grupos, Alfa, Beta e Gama, de acordo com a configuração dos cilindros e pistões.

O ciclo de Stirling precisa de quatro processos para a geração de potência: compressão a temperatura constante, aquecimento a volume constante, expansão a temperatura constante e rejeição de calor a volume constante. É, portanto impossível executar o ciclo utilizando-se apenas um pistão. Conseqüentemente, nos motores Stirling em geral, se tem dois espaços com diferentes temperaturas, sendo que o gás de trabalho flui de um para o outro. O movimento de tal gás é feito pelo deslocador (displacer) nos motores Stirling de deslocamento (Displacer Type), e por dois pistões (pistão de compressão e de expansão) nos motores Stirling de dois pistões (Hirata, 1995).

3.2.1 Estrutura dos motores Stirling do tipo deslocamento

Em motores Stirling do tipo deslocamento, o gás de trabalho é movimentado do espaço de alta para o de baixa temperatura pelo deslocador (displacer), enquanto o pistão de trabalho faz a compressão e a expansão do gás. Existem dois tipos de motores Stirling de deslocamento, sendo eles: motor Stirling tipo Beta, e motor Stirling tipo Gama (Martini, 1983).

Na configuração Beta, o deslocador e o pistão de trabalho estão alinhados em um único cilindro. Pela sobreposição entre cada movimento de ambos os pistões, uma taxa de compressão maior do motor é obtida, e pode-se obter maior potência que o motor Stirling tipo Gama. Entretanto, as hastes do deslocador e do pistão de trabalho estão alinhadas, o que torna o mecanismo complicado (Hirata, 1995).

O motor Beta apresenta a configuração clássica, patenteada em 1816 por Robert Stirling. Um esquema do motor Stirling tipo Beta é apresentado na Figura 3-2.

Já o motor Gama tem um deslocador similar ao do motor Beta, porém este é montado em outro cilindro (Figura 3-3). Essa configuração tem o conveniente de separar a parte quente do trocador de calor, que é associada ao pistão de deslocamento, do espaço de compressão, associado ao pistão de trabalho (Mello, 2001).

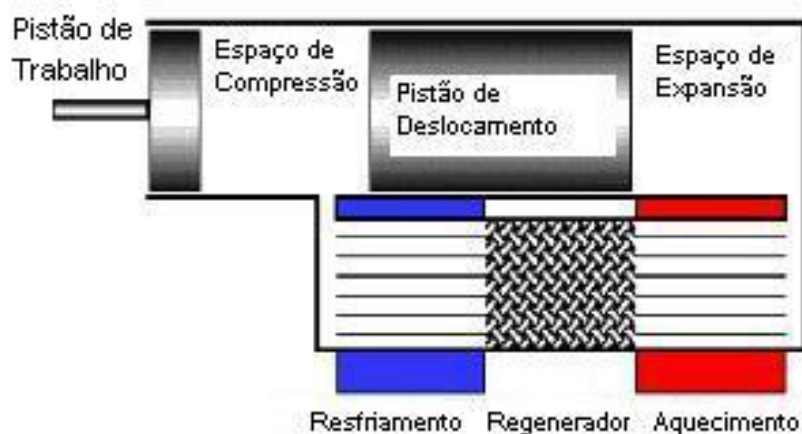


Figura 3-2 Motor na configuração Beta (Mello, 2001).

Comparado com o motor tipo Beta, o seu mecanismo é mais simples, e ajustes na taxa de compressão e incremento da área de transferência de calor, são relativamente fáceis de obter (Hirata, 1995). Apresenta, entretanto, volumes mortos maiores, além do fato de parte do processo de expansão ocorrer no espaço de compressão, causando redução na potência de saída (Mello, 2001).

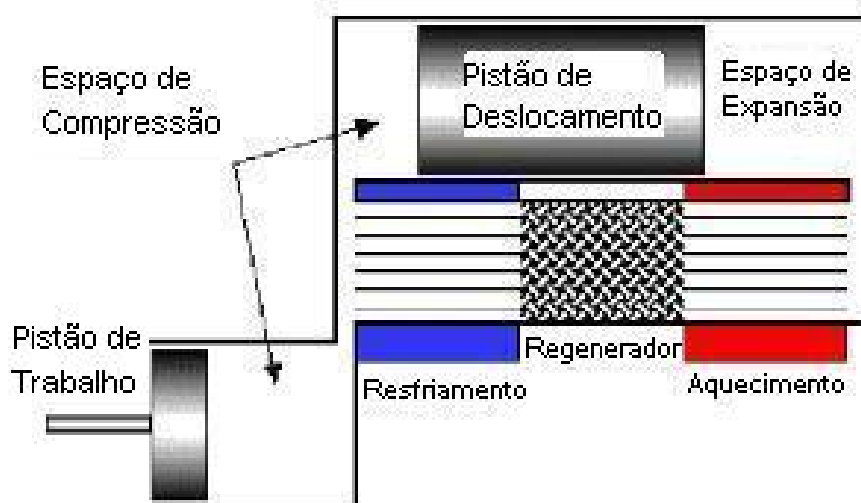


Figura 3-3 Motor na configuração Gama (Mello, 2001).

3.2.2 Estrutura dos motores Stirling de dois pistões

O motor Stirling de dois pistões é um dos três tipos fundamentais de motores Stirling, e é chamado de motor Stirling tipo Alfa. Este tipo de motor tem dois pistões, sendo um de compressão e um de expansão, e estes são defasados em 90°. Há um lado quente (espaço de expansão) e um lado frio (espaço de compressão), unidos entre si. Os dois pistões em conjunto comprimem o gás de trabalho no espaço frio, movimentam o gás para o espaço quente onde ele se expande e depois volta para a parte fria (Martini, 1983).

Na configuração Alfa (Figura 3-4), o motor tem dois pistões que são conectados em série pelo trocador de calor de aquecimento, o regenerador e o trocador de calor de resfriamento (Mello, 2001).

Embora possua a configuração mais simples, o motor Alfa apresenta a desvantagem de ambos os pistões necessitarem de vedação por conter gás de trabalho. Esses motores podem ser construídos em configurações compactas, com múltiplos cilindros e elevadas potências de saída, necessárias nas aplicações automotivas.

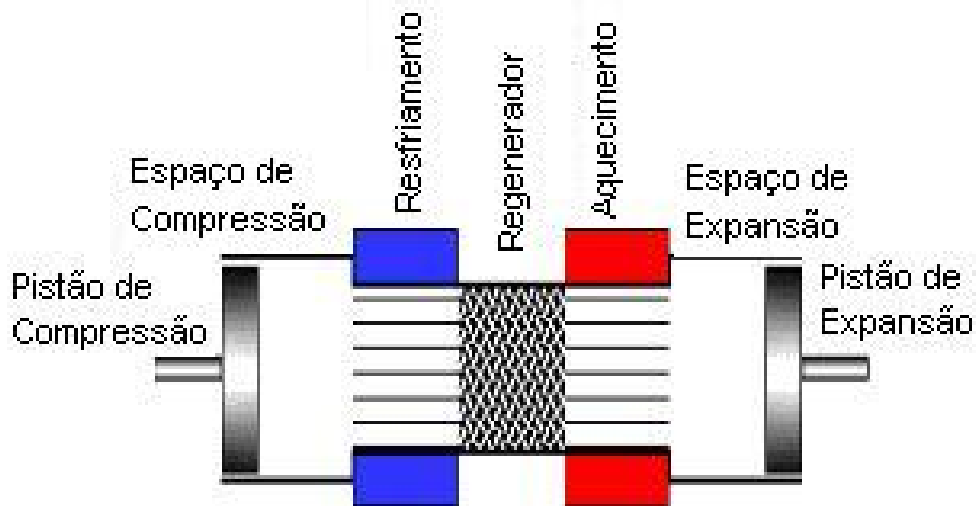


Figura 3-4 Motor na configuração Alfa (Mello, 2001).

Existe uma outra configuração de motor Stirling, baseada no motor Stirling Alfa, chamada configuração Siemens. A parte superior de um cilindro (topo) é conectada à parte inferior de um outro cilindro em série, por um aquecedor, regenerador, e *cooler*, como na configuração Alfa. No arranjo Siemens há quatro arranjos Alfa, sendo que em cada um dos quatro cilindros há um pistão de dupla ação. Este arranjo tem menos partes que qualquer outra configuração, e é favorável para máquinas automotivas ou estacionárias de grande escala (Martini, 1983).

Portanto, o motor Alfa é recomendado para aplicações que requerem uma maior potência. Este motor é o de mais simples construção entre os demais. Pode inclusive ser aproveitado como base para a sua construção motores de combustão interna, e compressores. Com isso, pode-se ter a construção de um motor Stirling em pouco tempo, fazendo as devidas modificações. Já o motor Beta, apesar de poder gerar uma pressão maior, devido a sobreposição do movimento de seus pistões, tem um mecanismo de guia (virabrequim e demais partes do mecanismo de potência) muito complicado, e de difícil manufatura. O motor Gama tem um mecanismo mais simples, comparado ao motor Beta, porém apresenta alguns inconvenientes de perdas, por apresentar maiores volumes mortos, e como comentado, parte do processo de expansão ocorrer no espaço de compressão e vice-versa. Desta forma, quando se quer um motor de mais fácil construção, de menor custo, e que possa gerar uma boa potência mecânica, deve-se levar em consideração o motor Stirling tipo Alfa.

3.3 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO E CICLO TERMODINÂMICO

O princípio de funcionamento do Motor Stirling é completamente diferente dos motores de combustão interna comuns. Um motor Stirling sempre contém um gás pressurizado (ar, hélio ou hidrogênio) no seu interior, que é chamado de gás de trabalho. A Potência é gerada não pela queima explosiva de combustível no cilindro, mas pelo aquecimento e resfriamento do gás de trabalho pelo lado externo do cilindro. O espaço interno do cilindro é preenchido com gás de trabalho (Nakajima, 1989). Esse gás de trabalho é movimentado da parte fria para a parte quente do motor e vice-versa, através de pistões, no caso de motores Stirling Alfa, ou por um pistão de deslocamento (displacer), no caso dos motores Stirling do tipo deslocamento – Beta e Gama. Com isso, se obtém acréscimo ou decréscimo da temperatura do gás de trabalho. A mudança na temperatura do gás de trabalho causa uma subsequente mudança na pressão do mesmo, que gera força para movimentar o pistão. A potência de saída do motor é entregue ao eixo.

O princípio de funcionamento do motor Stirling é baseado em um ciclo fechado, onde o gás de trabalho é mantido dentro dos cilindros e o calor é adicionado e removido do espaço de trabalho através de trocadores de calor.

O ciclo de trabalho básico do motor Stirling tipo Beta é ilustrado na Figura 3-5. O ciclo é dividido em quatro partes:

- 1 – 2 → O pistão de trabalho é movimentado para a esquerda e o gás é comprimido. O gás é resfriado através do circuito de água de resfriamento, com o objetivo de realizar a compressão a temperatura constante;
- 2 – 3 → O pistão de deslocamento é movimentado para a direita, forçando o gás a passar através do canal de conexão para o volume quente, onde o gás é aquecido por um queimador. Quando o gás é aquecido, sua pressão aumenta. Porém é importante notar que o volume nesse processo é constante;
- 3 – 4 → Ambos os pistões movimentam para a direita, devido à expansão do gás. O gás é aquecido pelo exterior por um queimador com o objetivo de se obter uma expansão a temperatura constante;
- 4 – 1 → O pistão de deslocamento é movimentado para a esquerda, forçando o gás a passar pelo canal de conexão para o volume frio, onde o gás é resfriado pela água de

resfriamento. Quando o gás é resfriado, sua pressão reduz até a pressão inicial. É importante notar que o volume neste processo é constante.

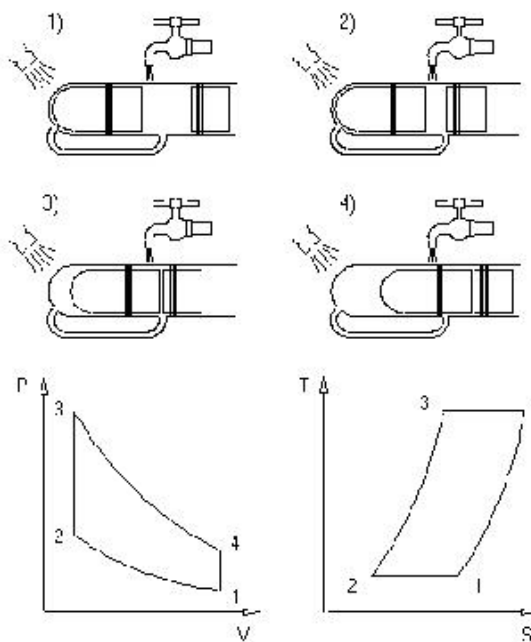


Figura 3-5 Princípio de trabalho do motor Stirling tipo Beta (Carlsen, 1994).

A Figura 3-6 e a Figura 3-7 apresentam respectivamente, o princípio de funcionamento dos motores Stirling do tipo Gama e do tipo Alfa. Os diagramas P-V e T-S para estes dois casos são semelhantes para o motor Stirling tipo Beta, e por isso não são apresentados.

Para o motor Stirling tipo Gama, tem-se:

- 1 – 2 → Compressão Isotérmica: O pistão de trabalho é movimentado para cima, realizando trabalho de compressão sobre o fluido de trabalho, enquanto rejeita-se calor para o sistema de resfriamento, mantendo a temperatura constante;
- 2 – 3 → Aquecimento a volume constante: O pistão de deslocamento é movimentado para baixo, fazendo com que o fluido de trabalho passe para o espaço de expansão, recebendo calor da fonte externa, e elevando a pressão;
- 3 – 4 → Expansão Isotérmica: Com o aumento de pressão do motor, o pistão de trabalho é movimentado para baixo, realizando trabalho. Este processo é realizado a temperatura constante, sendo que durante a expansão, o gás de trabalho recebe calor da fonte externa;
- 4 – 1 → Rejeição de calor a volume constante: O pistão de deslocamento é movimentado para cima, fazendo com que o fluido de trabalho passe para o espaço de

compressão, rejeitando calor para o sistema de resfriamento, e reduzindo a sua pressão até a condição 1.

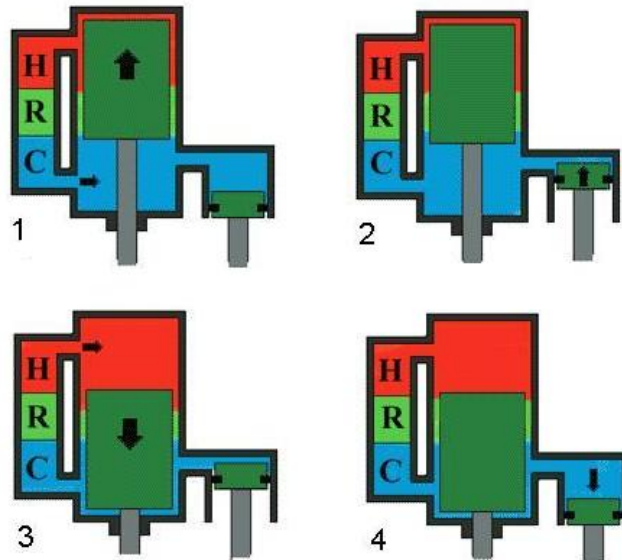


Figura 3-6 Princípio de Funcionamento do Motor Stirling tipo Gama (Hirata, 1995).

Na seqüência do ciclo para o motor Stirling tipo Alfa, é interessante observar a defasagem entre os pistões de compressão e de expansão de 90° . Portanto, tem-se:

- 1 – 2 → Compressão Isotérmica: Neste processo, ambos os pistões (compressão e expansão) se movem para cima, realizando trabalho de compressão sobre o fluido de trabalho, enquanto calor é rejeitado para o sistema de resfriamento, mantendo a temperatura constante;
- 2 – 3 → Aquecimento a volume constante: O pistão de compressão vai até o ponto morto superior, enquanto o pistão de expansão se movimentam para baixo. Com isso o fluido de trabalho passa para o espaço de expansão, sendo aquecido pela fonte externa aumentando a pressão;
- 3 – 4 → Expansão Isotérmica: Neste processo, ambos os pistões (compressão e expansão) se movem para baixo, expandindo o fluido de trabalho e realizando trabalho. Este processo é realizado a temperatura constante, sendo que durante a expansão, o gás de trabalho recebe calor da fonte externa;
- 4 – 1 → Rejeição de calor a volume constante: O pistão de compressão se movimentam até o ponto morto inferior, enquanto o pistão de expansão se movimentam para cima.

Com isso, o fluido de trabalho passa para o espaço de compressão, tendo calor rejeitado pelo sistema de resfriamento, reduzindo a sua pressão até a condição 1.

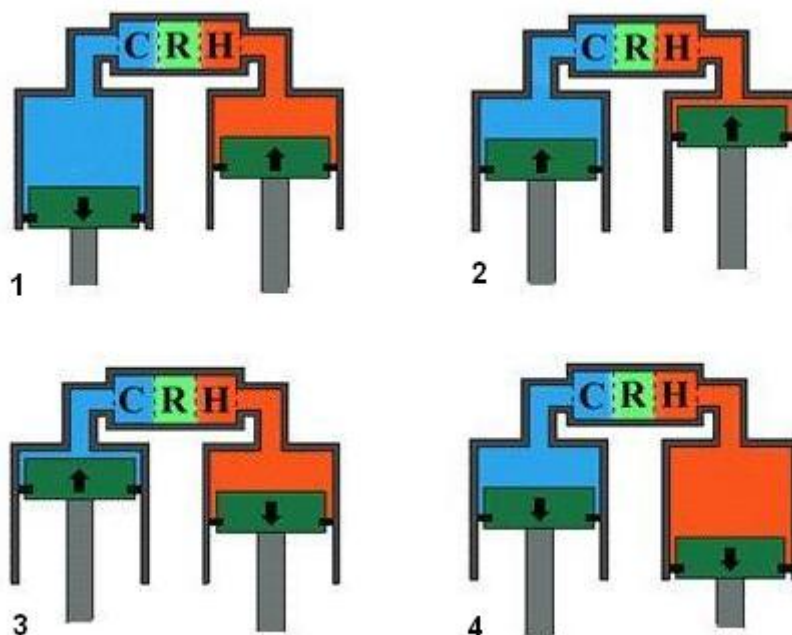


Figura 3-7 Princípio de Funcionamento do Motor Stirling tipo Alfa (Hirata, 1995).

Se um regenerador for colocado no canal entre os cilindros frio e quente, pode-se recuperar calor quando o gás flui do cilindro quente para o frio, sendo este calor usado para reaquecer o gás quando flui de volta para o volume quente. Um regenerador cuja efetividade é 100% permite que o calor rejeitado durante o processo 4 – 1 seja usado como calor fornecido no processo 2 – 3. Conseqüentemente, todo o calor fornecido ao fluido de trabalho de fontes externas ocorreria no processo isotérmico 3 – 4 e todo o calor rejeitado para as vizinhanças ocorreria no processo isotérmico 1 – 2. Pode-se concluir, portanto, que a eficiência térmica do ciclo Stirling, neste caso, é dada pela mesma equação do ciclo de Carnot (Moran, 2000).

A troca de calor através das paredes dos cilindros é inadequada em motores Stirling reais. Sendo assim, superfícies desenvolvidas de troca de calor devem ser adicionadas. O motor Stirling se difere do motor convencional de combustão interna por ter uma combustão externa, como em uma caldeira, por exemplo. Todos os combustíveis sólidos líquidos e gasosos podem ser usados, dependendo unicamente do sistema externo de queima (Carlsen, 1994).

3.4 FLUIDO DE TRABALHO

Vários fluidos de trabalho podem ser usados em motores Stirling. Todos os motores regenerativos do século XIX utilizavam ar como fluido de trabalho, exceto em raras exceções. Devido a este fato, eram conhecidos como “motores a ar” ou “motores a ar quente”. A maioria deles operavam com uma pressão próxima da atmosférica, embora em alguns casos, a pressão era incrementada em algumas atmosféricas acima da ambiente. Ar tinha baixo custo, e disponível, portanto, não careciam de uma vedação (selos) perfeita para seu funcionamento. Os motores eram grandes, de baixa rotação, baixa potência e com uma eficiência térmica muito baixa na maioria deles. Entretanto, estes motores eram muito mais seguros quando comparados com as caldeiras dos motores a vapor utilizados. (Walker, 1980).

Um século depois, os motores Philips também usavam ar como fluido de trabalho. Eram máquinas menores na maioria dos casos, mas geravam pelo menos 22 kW (30 hp). Os motores a ar Philips eram radicalmente diferentes das primeiras máquinas produzidas. Eram velozes (2000 rpm), com elevada pressão interna (1,37 MPa), com isso, os níveis de potência e eficiência eram maiores comparados com as máquinas do século XIX. (Walker, 1980).

Mais tarde, em experiências utilizando motores a ar como refrigeradores, Philips utilizou hidrogênio e hélio como fluido de trabalho. Logo depois, hidrogênio ou hélio foram usados como fluido de trabalho, com menor excessões, para todos os motores Philips subseqüentes desenvolvidos (a partir de 1954). (Meijer, 1959).

Hidrogênio, foi muito mais utilizado naquele período, comparado com o helio, pois este ultimo tinha um custo muito superior e era menos abundante que atualmente. Ar é ainda utilizado em motores pequenos. Outros gases, diferentes de ar, helio, nitrogênio e hidrogênio, não são empregados, com exceção em unidades experimentais. (Walker, 1980).

3.4.1 Comparações Teóricas

A primeira comparação numérica entre diferentes fluidos de trabalho foi feita por (Meijer, 1970) com a apresentação das características reproduzidas na Figura 3-8. Esta Figura foi um resumo de um extenso estudo de otimização computacional, feito por Philips, utilizando seu programa computacional de simulação para motores Stirling. Todos os resultados referem a motores grandes de 165 kW (225 bhp) por cilindro, com uma temperatura de aquecimento de 700 °C (trocador de calor de aquecimento), e temperatura de

resfriamento de 25°C (*cooler*), e pressão máxima do gás de 110 kgf/cm². A eficiência global do motor, η_{tot} foi mostrada em função da potência de saída por unidade de deslocamento, em hp/L. O tamanho do motor diminui, movendo-se na curva da esquerda para a direita na Figura 3-8.

Três curvas foram geradas, para o ar, para o hélio e para o hidrogênio. Nos pontos de cada curva, a velocidade do motor foi delimitada correspondendo com a máxima potência e eficiência do motor. A velocidade do motor aumenta com a curva movendo-se para a direita da Figura.

Próximo ao extremo esquerdo da Figura 3-8, existe uma pequena diferença entre as três curvas. A uma rotação de 250 rpm, o motor a ar tem uma eficiência um pouco inferior, 38% comparado com 47% para hélio e 49% com hidrogênio. Entretanto, a potência não é fortemente diferente, 8,9 W/cm³ (12 hp/L) para os três casos. Isto sugere que em baixas potências, motores a baixa rotação há pouca ou nenhuma vantagem termodinâmica em se utilizar hidrogênio ou hélio comparado com o ar. Entretanto, com ar como fluido de trabalho, requerimentos com selo (vedação) é muito menos severo, e um menor volume de armazenamento de fluido é necessário. O ar pode ser simplesmente repostado com um pequeno compressor. Portanto, para motores pequenos, de baixa potência, para aplicação estacionária, com requerimento de grande vida útil, e projeto não sofisticado, é preferível utilizar ar como fluido de trabalho. (Walker, 1980).

Movendo para a direita da Figura 3-8 se torna claro que ar não pode ser utilizado para motores de alta velocidade, com elevada potência específica. Além disso, em elevadas rotações, e níveis de potência, hidrogênio se torna significativamente superior ao hélio. Portanto, em aplicações automotivas, onde densidade de potência é vitalmente importante, hidrogênio é o fluido de trabalho preferível. A eficiência térmica com hidrogênio, pode ser apreciavelmente superior.

Hélio deve ser selecionado para aplicações em que se necessite de segurança, como é o caso de situações confinadas: navios, sistema de potência para submarinos, plantas de energia, bombas de calor, geração estacionária em prédio. Hidrogênio é muito reativo com oxigênio e com um limite de inflamabilidade extremamente amplo. Hélio é um gás inerte.

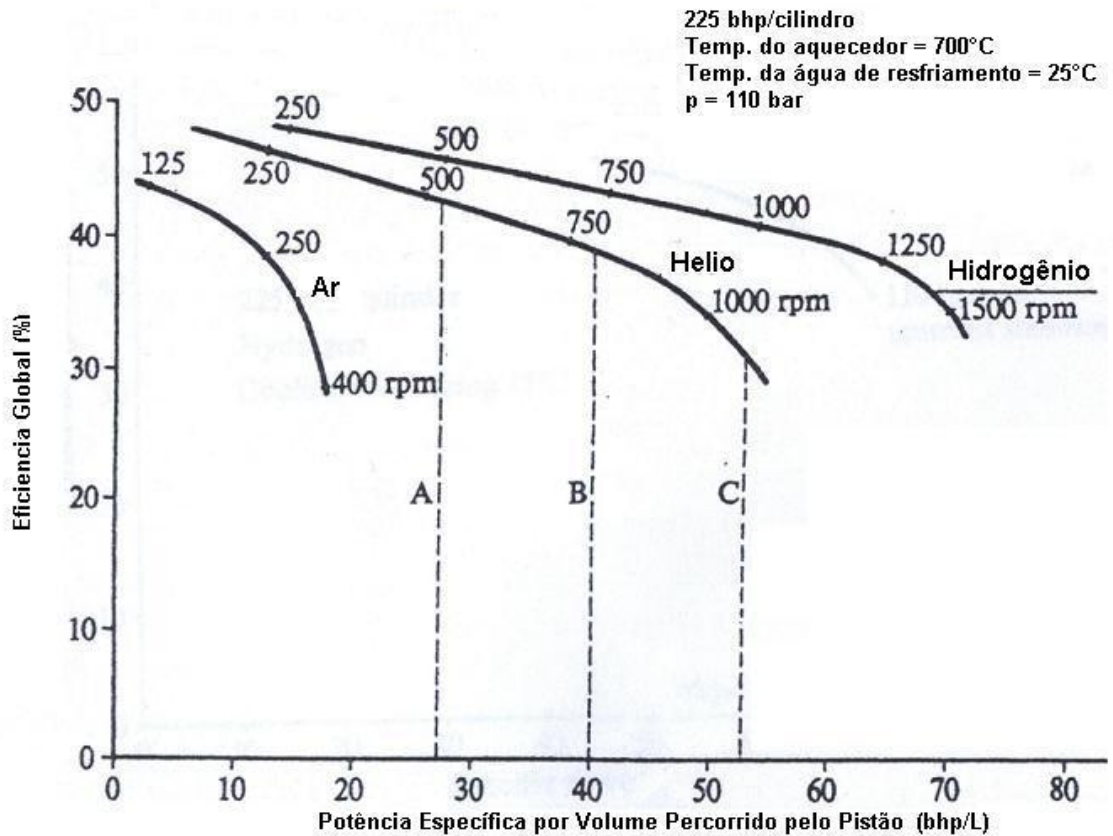


Figura 3-8 Comparação do desempenho calculado para motores Stirling com diferentes fluidos de trabalho. Motores de mesma potência – 165 kW (225 hp freio – bhp) por cilindro e otimizado para a máxima eficiência possível. (Meijer, 1970).

3.4.2 Propriedades Termo-Físicas

As razões para que um determinado gás seja melhor que outro como fluido de trabalho para motores Stirling estão nas “propriedades de transporte” do fluido, incluindo: a viscosidade, condutividade térmica, calor específico, e densidade. A Tabela 2-1 contém dados comparativos destas propriedades para o hidrogênio, o hélio, ar e dióxido de carbono.

As propriedades são importantes devido a influencia na transferência de calor e nas perdas por fricção aerodinâmica. O calor específico, e a condutividade térmica são parâmetros que principalmente influem na transferência de calor nos dois sentidos: para o fluido (aquecimento) e do fluido de trabalho (resfriamento), no *cooler*, no aquecedor e no regenerador. Densidade e viscosidade são importantes em relação a perdas pro fricção no fluxo, que controla o trabalho para deslocar o fluido de trabalho no motor, para gerar a transferência de calor desejada do trocador de calor de aquecimento ou para o *cooler*. Essas

perdas por fluxo são diretamente proporcionais a $\rho u^2/2$, onde ρ é a densidade do gás, e u a velocidade do gás.

A densidade do gás pode ser calculada pela equação característica do gás:

$$\rho = \frac{pM}{RT} \quad (3-1)$$

Onde:

p = Pressão;

M = Peso Molecular;

R = Constante universal dos gases;

T = Temperatura absoluta

Entretanto, para uma dada pressão e temperatura, a densidade ρ é diretamente proporcional ao peso molecular M .

O processo de transferência de calor pode ser caracterizado pela equação:

$$Q = hA\Delta T \quad (3-2)$$

Onde:

Q = Transferência de Calor;

h = Coeficiente de transferência de calor;

A = Área para a transferência de calor;

ΔT = Diferença de temperatura entre o fluido e a parede sólida.

Tabela 3-1 – Dados termo-físicos para o ar, hidrogênio, hélio, dióxido de carbono e vapor d'água. (Walker, 1980).

Fluido	Propriedade	Temperatura (K)		
		250	500	1000
Ar 1 atm M = 28,9	C_p (kJ/kgK)	1,003	1,029	1,141
	ρ (kg/m ³)	1,412	0,706	0,353
	$\mu \times 10^6$ (kg-ms)	15,99	26,70	41,53
	$k \times 10^6$ (kW/mK)	22,27	40,41	67,54
Hidrogenio 1 atm M = 2	C_p (kJ/kgK)	14,05	14,51	14,98
	ρ (kg/m ³)	0,098	0,0491	0,0246
	$\mu \times 10^6$ (kg-ms)	7,92	12,64	20,13
	$k \times 10^6$ (kW/mK)	156,1	271,8	452,2
Hélio 1 atm M = 4	C_p (kJ/kgK)	5,19	5,19	5,19
	ρ (kg/m ³)	0,195	0,097	0,048
	$\mu \times 10^6$ (kg-ms)	18,40	29,30	46,70
	$k \times 10^6$ (kW/mK)	134,0	202,6	-
Dióxido de Carbono 1 atm M = 44	C_p (kJ/kgK)	0,791	1,014	1,234
	ρ (kg/m ³)	2,145	1,073	0,536
	$\mu \times 10^6$ (kg-ms)	12,60	23,67	39,51
	$k \times 10^6$ (kW/mK)	12,90	32,74	67,52
Vapor d'água Baixa pressão M = 18	C_p (kJ/kgK)	1,855	1,954	2,288
	$\mu \times 10^6$ (kg-ms)	9,42	17,3	37,6
	$k \times 10^6$ (kW/mK)	18,8	35,7	97,9

O coeficiente de transferência de calor h é um componente do numero de Nusselt:

$$Nu = hk/c \quad (3-3)$$

Onde:

Nu = Numero de Nusselt;

h = Coeficiente de transferência de calor;

k = Condutividade térmica;

c = Capacidade de calor.

Outro número adimensional importante, ligado ao processo de transferência de calor por convecção, é o número de Reynolds:

$$Re = \rho u d / \mu \quad (3-4)$$

Onde:

Re = Número de Reynolds;

ρ = densidade;

u = velocidade do gás;

d = Característica de dimensão do fluxo;

μ = Viscosidade do gás.

O número de Nusselt é relacionado com o número de Reynolds pela seguinte equação:

$$Nu = B Re^q \quad (3-5)$$

B e q são constantes que dependem da condição do fluxo, portanto:

$$h.k/c = B(\rho u d / \mu)^q \quad (3-6)$$

O melhor fluido de trabalho é o gás que combina um elevado coeficiente de transferência de calor (h elevado), com baixa fricção ou perdas por bombeio (baixo ρu^2).

Em geral, hidrogênio tem a melhor combinação das propriedades de transporte. Isto resulta em pouca perda por fricção, comparado com o hélio ou com o ar, para uma determinada taxa de transferência de calor em uma dada condição de temperatura e pressão. Alternativamente, para uma dada perda por fluxo em um motor, em um nível de pressão e temperatura particular, o motor pode trabalhar mais rápido com hidrogênio do que com hélio ou ar, e portanto terá uma maior potência. (Walker, 1980).

3.5 ESTADO DA ARTE DA TECNOLOGIA DE MOTORES STIRLING

Grande parte dos especialistas de todo o mundo na área de energia reconhece que os próximos anos deverão se caracterizar pelo uso diversificado de várias fontes de energia com ênfase em fontes renováveis. O conceito de geração distribuída, que se difunde rapidamente no setor energético, aponta para uma participação mais significativa de fontes de energia alternativa, para geração de energia elétrica e térmica na sociedade moderna. O Brasil com base na abundância de recursos naturais renováveis, está desenvolvendo vários projetos de geração a partir da biomassa, energia hidráulica e solar com subsídios tarifários. Um exemplo de programa de incentivo é o PROINFA – Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia Elétrica.

A consequência será uma maior utilização de energia alternativa, e com isso uma diminuição da necessidade de investimentos em infra-estrutura de transmissão e distribuição devido à geração distribuída, redução das emissões de poluentes com o uso de combustíveis renováveis, ganhos pela comercialização de créditos de carbono através do Mecanismo de Desenvolvimento Limpo, obtenção de linhas de créditos mais favoráveis e incentivos governamentais. Dentro deste cenário, destaca-se a tecnologia de cogeração em baixa escala através do uso de motores Stirling. Estes motores estão sendo desenvolvidos em empresas e centros de pesquisas pelo mundo, principalmente na Europa.

Nos próximos itens são apresentados os principais motores Stirling desenvolvidos no mundo, e suas principais características.

3.5.1 Dinamarca

A empresa Stirling Danmark incubada na Universidade Técnica da Dinamarca possui um programa de desenvolvimento, concentrado em geração distribuída com cogeração de Calor e Potência, (CHP. Combined Heat and Power) com motores Stirling a gás natural e biomassa.

Atualmente estão sendo desenvolvidos motores em três escalas de potência; 9 kW, 35 kW e 75 kW. Estes motores são do tipo beta, de dois cilindros sendo que os motores de 75 kW possuem quatro cilindros. Como gás de trabalho é utilizado hélio. Para uma melhor estanqueidade do motor, o gerador de indução é encapsulado no próprio motor (Figura 3-9).



Figura 3-9 Motor Stirling da empresa Stirling denmark com gerador encapsulado e operando com biomassa (Carlsen, 1999).

3.5.2 Alemanha

A Solo Stirling Engine é uma empresa alemã que está no mercado desde 1990. Esta empresa produz um módulo comercial de 9 kW, configuração Alfa, que opera com gás natural, GLP ou energia solar, sendo que neste caso, o calor é concentrado no aquecedor por meio de espelhos parabólicos (Figura 3-10, Figura 3-11 e Figura 3-12). Testes utilizando biomassa como combustível tem sido realizados.

Outra empresa alemã de motores Stirling é a Viebach. Esta empresa comercializa um conjunto de peças fundidas do motor Stirling Viebach ST 05. Este motor apresenta a configuração Gama, tem 500 W de potência, e utiliza ar pressurizado como fluido de trabalho. Além das peças fundidas comercializadas, também é fornecido pela Viebach um roteiro de fabricação e montagem, e relatos da experiência de fabricação de compradores anteriores.

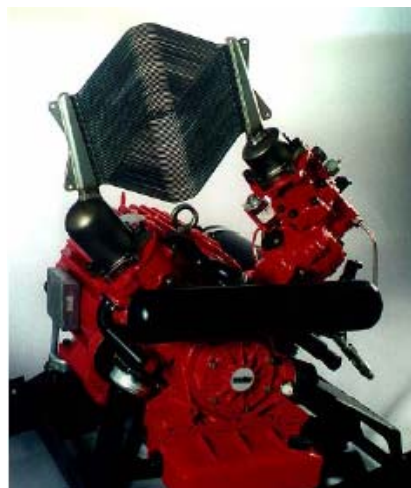


Figura 3-10 Stirling operando com energia solar

Figura 3-11 Stirling com trocador de calor para energia solar



Figura 3-12 Módulo Stirling a gás natural.

A Figura 3-13 apresenta o conjunto de peças fundidas comercializadas. A Figura 3-14 apresenta os tubos do trocador de calor de aquecimento, o radiador do motor, que utiliza lamelas de cobre que servem como aletas, a tampa do Carter com um manômetro acoplado, e outras peças. Na Figura 3-15 o motor Stirling ST 05 G é apresentado já montado e pronto para operação.



Figura 3-13 Conjunto de peças fundidas comercializado pela empresa Viebach.

O trocador de calor de aquecimento é formado por vinte e quatro tubos de diâmetro \varnothing 8 mm e espessura de 1 mm. Já o radiador do motor é construído com trezentos e vinte lamelas de cobre. Cada lamela tem um comprimento de 84 mm. O regenerador do motor é do tipo malha de arame, e utiliza como material palha de aço.



Figura 3-14 Peças do motor Stirling Viebach ST 05.



Figura 3-15 Motor Stirling Viebach ST 05.

3.5.3 Estados unidos

A *STM Power*, empresa americana, possui um módulo de geração distribuída de 55 kW (Figura 3-16 e Figura 3-17) que opera com propano e gás natural. Este motor está projetado para operar ligado à rede elétrica, assim como os motores comerciais já mencionados. No futuro, este sistema poderá operar isoladamente da rede, conforme informa a STM.

Além do motor de 55 kW apresentado, a *STM Power* também produz motores de 25 e 32 kW. Estes motores utilizam hidrogênio como fluido de trabalho e apresentam a configuração alfa, com pistões de dupla ação (configuração Siemens).

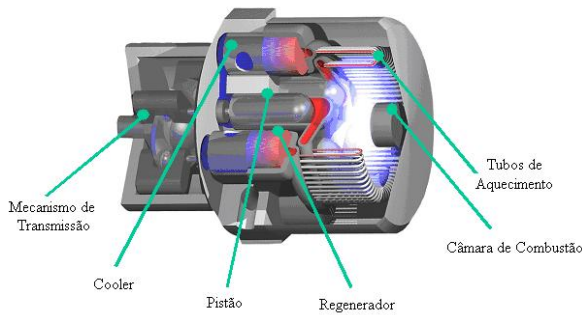


Figura 3-16 Motor Stirling STM de 4 pistões

Figura 3-17 Módulo Stirling 55 kW
STM

3.5.4 Áustria

O Instituto de pesquisas austríaco Joanneum Research tem trabalhado no desenvolvimento de dois motores Stirling de 3 e 35 kW que operam através da combustão da biomassa. A construção destes motores é feita a partir da adaptação de blocos de compressores de ar e de motores em V de motocicletas. Desta forma consegue-se um menor custo e redução do tempo de fabricação do motor, modificando os pistões e acrescentando os trocadores de calor na parte superior dos cilindros (Figura 3-18).

Estes motores apresentam a configuração alfa e utilizam nitrogênio como fluido de trabalho.



Figura 3-18 Motor Stirling de 35 kW construído a partir do bloco de um compressor de ar.

3.5.5 Nova Zelândia

A empresa Whispergen desenvolveu um sistema de geração de energia elétrica e térmica, através de um micro motor Stirling de 750 W de potência. O motor é do tipo alfa, com pistões de dupla ação (configuração Siemens). Este sistema opera com diesel e querosene, possui um sistema de carregamento de baterias. Este módulo fornece uma tensão de 12 ou 25V DC (Figura 3-19).

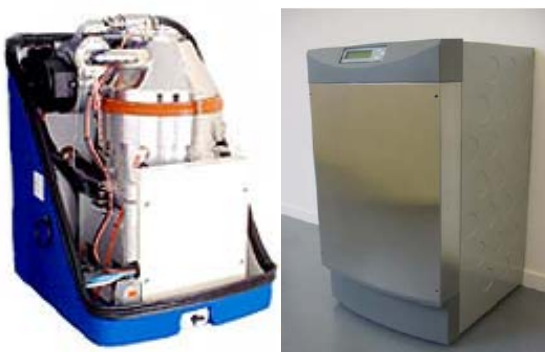


Figura 3-19 Micro motores Stirling Whispergen de 750W.

3.6 ESTADO DA ARTE DOS FUNDAMENTOS TEÓRICOS, EXPERIÊNCIAS E TESTES EM MOTORES STIRLING

Neste item estão apresentados de forma resumida os principais trabalhos publicados, na área de interesse, incluindo trabalhos publicados referentes a estudos realizados com os principais motores comerciais apresentados.

No estudo realizado, Hsu et al. (2002) foi apresentado um modelo de transferência de calor para simular as perdas em um motor Stirling, usando como fonte de calor um incinerador de resíduos. Este modelo é apresentado na Figura 3-20, sendo considerado que o trocador de calor de aquecimento do motor Stirling (aquecedor) foi inserido dentro da câmara de combustão do incinerador.

A temperatura T_R da fonte de calor, apresentada na Figura 3-20 representa a temperatura da chama dentro de um incinerador, e a temperatura T_0 indica a temperatura do fluido usado para retirar calor do motor Stirling, através do trocador de calor de resfriamento (*cooler*). A temperatura T_H é a temperatura do aquecedor do motor (superfície que recebe o calor da chama), e T_C é a temperatura do *cooler* (em contacto com o fluido de arrefecimento). T_U e T_L

são respectivamente a maior e menor temperatura do fluido de trabalho. A magnitude destas temperaturas é:

$$T_R > T_H > T_U > T_L > T_C > T_0$$

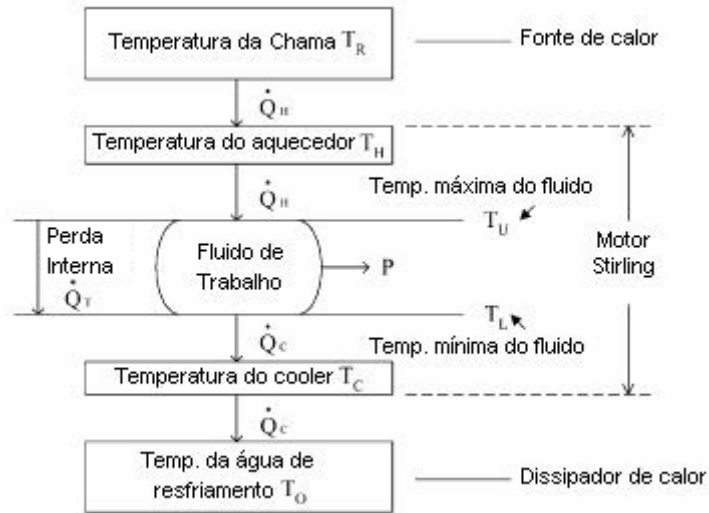


Figura 3-20 Modelo de transferência de calor (Hsu et al., 2002).

A transferência de calor da fonte quente para a superfície do aquecedor do motor ocorre principalmente por radiação quando T_R é relativamente alta. Esta taxa de transferência de calor \dot{Q}_H , pode ser aproximada por:

$$\dot{Q}_H = \alpha \sigma A_{out,R} F_R (T_R^4 - T_H^4) \tag{3-7}$$

onde:

α – absorvidade;

σ – Stefan-Boltzmann = $5,6699 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \times \text{K}^4$;

$A_{out,h}$ – Área da superfície do aquecedor do motor;

F_R – Fator de forma.

A transferência de calor da superfície externa do aquecedor para o fluido de trabalho (interno) é descrita por:

$$\dot{Q}_H = (HA)_H (T_H - T_U) \tag{3-8}$$

$(HA)_H$ é um coeficiente de transferência de calor referente à resistência térmica total de transferência de calor da superfície externa para o fluido de trabalho. Como a resistência térmica de um metal de alta condutividade (aço inoxidável, cobre) é muito menor que a resistência à convecção do fluido de trabalho (geralmente hélio), a sua parcela é desconsiderada, e $(HA)_H$ pode ser simplificado como: $(HA)_H \approx h_{He} A_{in,h}$. h_{He} é o coeficiente de convecção do gás hélio, e $A_{in,h}$ é a área da superfície interna do aquecedor do motor.

Similarmente, a rejeição de calor do fluido de trabalho para a superfície do *cooler* é descrita por:

$$\dot{Q}_C = (HA)_C (T_L - T_C) \quad (3-9)$$

Onde:

$$(HA)_C \approx h_{He} A_{in,C};$$

$A_{in,C}$ – Área da superfície interna do cooler (em contacto com o fluido de trabalho).

A transferência de calor da superfície do *cooler* para o fluido refrigerante é puramente convectiva, sendo descrita por:

$$\dot{Q}_C = (HA)_0 (T_L - T_0) \quad (3-10)$$

$$(HA)_0 = h_{coolant} A_{out,C}$$

$h_{coolant}$ – Coeficiente de convecção do fluido usado para arrefecimento do motor;

$A_{out,C}$ – Área da superfície externa do *cooler* do motor (em contacto com o fluido de arrefecimento).

Considerando-se que a perda de calor no motor Stirling ocorre entre as duas temperaturas extremas T_U e T_L e pode ser calculada como:

$$\dot{Q}_T = (HA)_T (T_U - T_L) \quad (3-11)$$

Em motores Stirling típicos, a perda de calor consiste em condução através da estrutura de conexão das seções quente e fria (incluindo o regenerador, o deslocador, etc), perda através do próprio fluido de trabalho e outras perdas, como por atrito.

As taxas de transferências de calor apresentadas nas equações (3.7) a (3.11) representam valores médios no ciclo. A transferência de calor momentânea pode se diferenciar um pouco da média do ciclo térmico completo.

Com o modelo apresentado, Hsu et al. (2002) obteve resultados interessantes com relação ao desempenho do motor estudado. Estes resultados estão apresentados na Figura 3-21 e na Figura 3-22. A Figura 3-21 apresenta um gráfico com o comportamento da potência e da eficiência do motor versus a temperatura da fonte quente T_R , com diferentes taxas de perda de calor μ . O efeito devido à perda de calor é substancial. Com 10% de perda de calor ($\mu = 0,10$), a potência de saída tem uma redução de aproximadamente 30%, e a eficiência reduz de aproximadamente 33% para 23% quando $T_R = 1400K$.

Nestes cálculos, a temperatura da fonte fria T_0 foi fixada em 300K, e o produto do fator de absorção (α) pelo fator de forma (F_R) igual a 0,85 ($\alpha \times F_R = 0,85$).

A Figura 3-22 apresenta a variação da taxa de transferência de calor para o motor (\dot{Q}_H), a potência (P) e a eficiência térmica (η), quando se varia o coeficiente de transferência de calor do aquecedor do motor para o fluido de trabalho $(HA)_H$ com uma temperatura da fonte quente $T_R = 1400K$ e temperatura da fonte fria $T_0 = 300K$. É de se esperar que \dot{Q}_H aumente com $(HA)_H$, e que o aumento de \dot{Q}_H reduza com altos coeficientes de transferência de calor $(HA)_H$.

A diferença entre a temperatura da superfície do aquecedor T_H e a máxima temperatura do fluido de trabalho T_U , assim como entre a mínima temperatura do fluido de trabalho T_L e a temperatura da superfície do *cooler* T_C , diminuem com um aumento de $(HA)_H$. Uma pequena diferença de temperatura significa um menor potencial, resultando em uma baixa eficiência, portanto, η é gradualmente reduzida conforme mostrado na Figura 3-22 (Hsu et al., 2002).

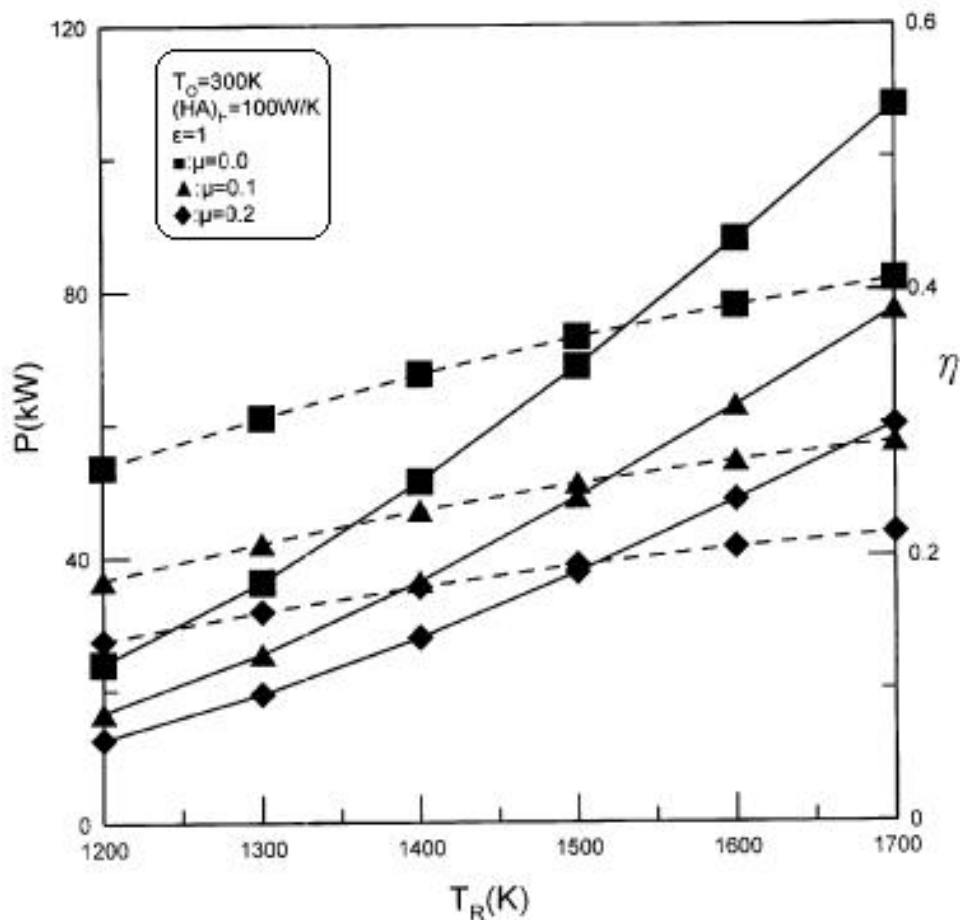


Figura 3-21 Potência e Eficiência versus Temperatura da Fonte Quente, para o motor Stirling de pistão livre estudado (Hsu et al., 2002).

Linha descontinua – rendimento (η);
 Linha contínua – Potência (P).

A eficiência térmica de Carnot é $\eta_{\text{Carnot}} = 78,57\%$ quando a temperatura da fonte quente $T_R = 1400\text{K}$ e a temperatura da fonte fria $T_0 = 300\text{K}$. Pelos cálculos realizados e apresentados na Figura 3-22, uma eficiência térmica mais real fica entre 20 a 35% se $(HA)_H$ estiver entre 50 a 100 W/K, e a potência de saída associada fica entre 30 a 40kW.

Hsu et al. (2002) conclui dizendo que com menos de 1 m^2 de superfície de aquecimento dentro da câmara de combustão de um incinerador, a energia absorvida é suficiente para mover um motor Stirling de 25 kW, portanto, varias unidades similares podem ser instaladas em paralelo no mesmo incinerador. A modulação e padronização para uma unidade típica de geração podem, substancialmente reduzir o custo fixo e tornar-se economicamente atrativa.

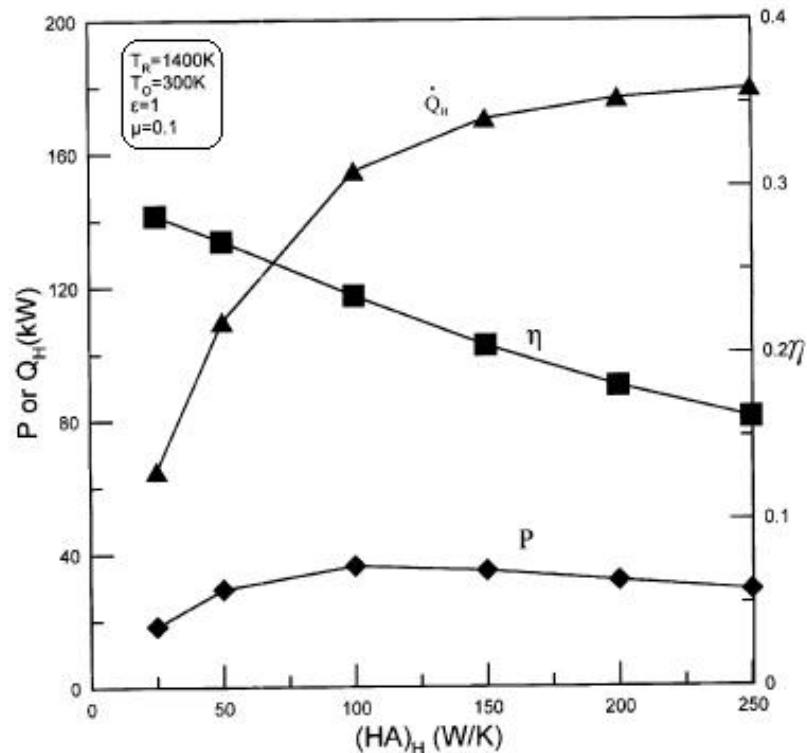


Figura 3-22 Taxa de transferência de calor para o motor (\dot{Q}_H), potência (P) e eficiência (η) versus coeficiente de transferência de calor da superfície quente do motor para o fluido de trabalho $(HA)_H$ (Hsu et al., 2002).

Podesser (1999) realizou um trabalho tendo como objetivos o projeto, construção e operação de um motor Stirling que usa o calor proveniente da queima da biomassa em um forno.

Foi selecionado um motor Stirling na configuração alfa, por apresentar menor custo, uma vez que varias de suas peças podem ser fabricadas em escala industrial. O maior problema encontrado para o modelo utilizado é a fuligem contida nos gases quentes. Para se evitar uma danificação precoce do motor, o trocador de calor teve que ser feito com tubos especiais, mais resistentes. Todo o tipo de biomassa pode ser utilizado, como exemplo pode se citar: resíduos agrícolas, restos de madeira, cascas de frutas, café, etc. O motor usa como fluido de trabalho ar ou nitrogênio e foi projetado para uma potência de eixo de 3 kW, pressão do gás de trabalho de 33 bar, rotação de 600 rpm, e coeficiente de desempenho (potência de eixo/calor de entrada) de 25%. Uma segunda etapa de seu projeto foi o desenvolvimento de um motor com potência de eixo de 30 kW, que foi testado somente com GLP.

O motor Stirling desenvolvido por Podesser (1999) de 3 kW de potência no Joanneum Research da Áustria é apresentado na Figura 3-23.

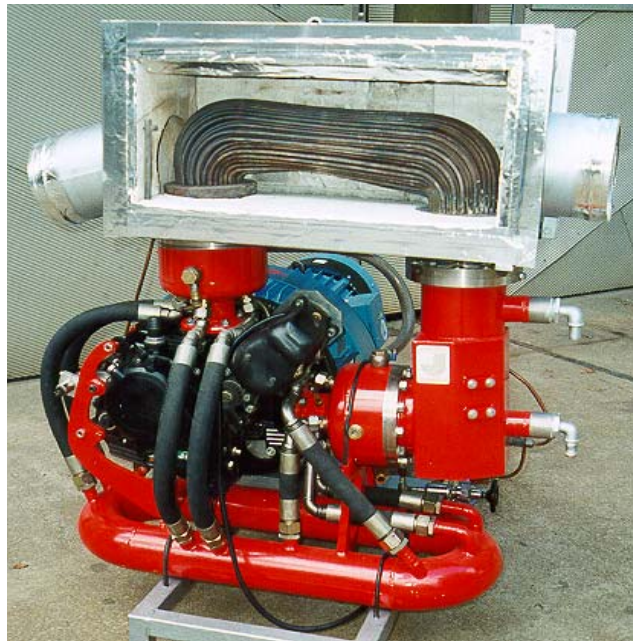


Figura 3-23 Motor Stirling de 3 kW produzido pela Joanneum Research (Podesser, 1999).

Segundo Podesser (1999), a decisão de se usar ar ou nitrogênio como gás de trabalho se deve a:

- Ar limpo, livre de óleo pode ser suprido com um compressor adaptado em vilas rurais;
- Ar é mais barato que hélio;
- Selos para se evitar vazamentos de ar tem um menor custo comparado a selos utilizados para hélio;
- O maior peso do motor operando com ar/nitrogênio é pouco significativo em aplicações estacionárias.

Os testes com o motor Stirling experimental foram feitos em uma bancada de testes configurada com um forno para pedaços de madeira. Os resultados obtidos por Podesser (1999) neste teste estão resumidos na Tabela 3-2.

A Figura 3-24 apresenta a configuração do motor Stirling a biomassa, que inclui um trocador de calor para pré-aquecer o ar de combustão. Este trocador de calor aproveita calor dos gases de exaustão da fornalha, após sua passagem pelo motor Stirling. Esta medida tende a aumentar a relação entre a eletricidade produzida e o consumo de biomassa.

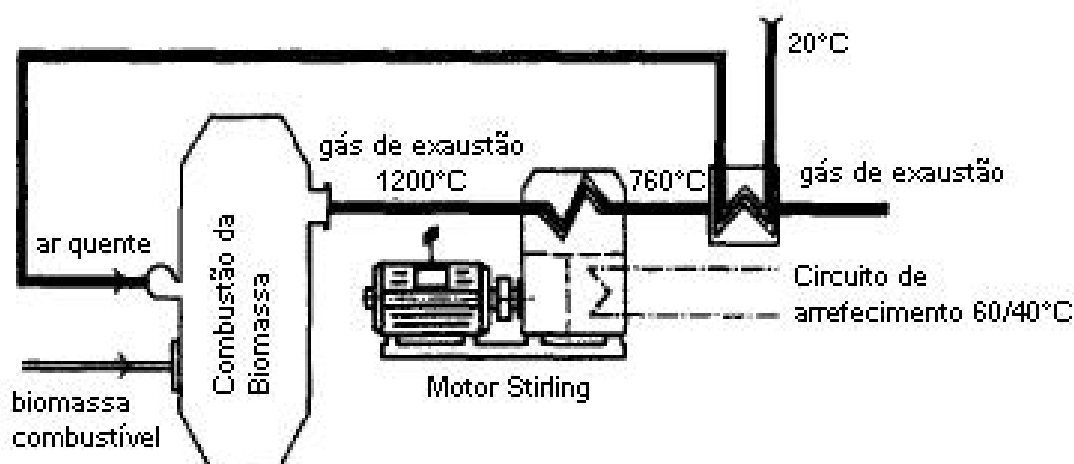


Figura 3-24 Instalação de motor Stirling a biomassa (Podesser, 1999).

O objetivo da planta de pequena escala apresentada na Figura 3-25 é a geração de eletricidade independente da rede (geração distribuída) a partir da queima de biomassa. A capacidade de geração desta instalação está na faixa de 5 a 30 kW. As principais partes de uma unidade de geração de pequena escala que estão apresentadas na Figura 3-25 são: Câmara de combustão para biomassa, motor Stirling, gerador elétrico, circuito de arrefecimento do motor, ventilador e trocadores de calor.

Podesser (1999) considera que motores Stirling a biomassa devem ser a melhor opção técnica e econômica para produção energética em pequena escala e isolado da rede (geração distribuída) para uma faixa de potência compreendida entre 5 – 100 kWe.

Em um estudo realizado por Bonnet et al. (2002), foi observado que devido à complexidade do campo de escoamento de fluido, a variação instantânea de pressão, juntamente com um campo de temperatura não uniforme dentro de um motor Stirling torna muito difícil de ter um modelo preciso para tal motor. Entretanto, muitos modelos assumem simplificações no campo de temperatura do motor. Por exemplo, freqüentemente é assumido que o fluido de trabalho deixa o aquecedor, o regenerador ou o radiador a uma temperatura constante durante todo o ciclo do motor. No seu trabalho são apresentados resultados experimentais no motor Stirling Viebach ST 05. A medição em tempo real de temperatura dentro do motor, mostra claramente que assumir temperatura constante do fluido de trabalho na saída do trocador de calor não é aceitável.

Tabela 3-2 Resultados do teste com um motor Stirling a biomassa de 3kW (Podesser, 1999).

Temperatura do gás de combustão	1000	°C
Material particulado	70 - 700	mg/Nm ³
Temperatura do cilindro frio	20 - 30	°C
Calor de entrada	12,5	kW
Calor rejeitado pelo motor	8,75	kW
Calor rejeitado pelos cilindros	0,52	kW
Calor rejeitado nos selos do motor	0,03	kW
Potência de eixo máxima	3,2	kW
Pressão média	33 (40)	Bar
Diâmetro/curso	140/51	mm
Volume percorrido pelo pistão	840	cm ³
Rotação de trabalho	600	rpm
Rotação sem acoplamento	950	rpm
Eficiência (COP)	0,25 - 0,28	-
Gás de trabalho	Ar, nitrogênio	

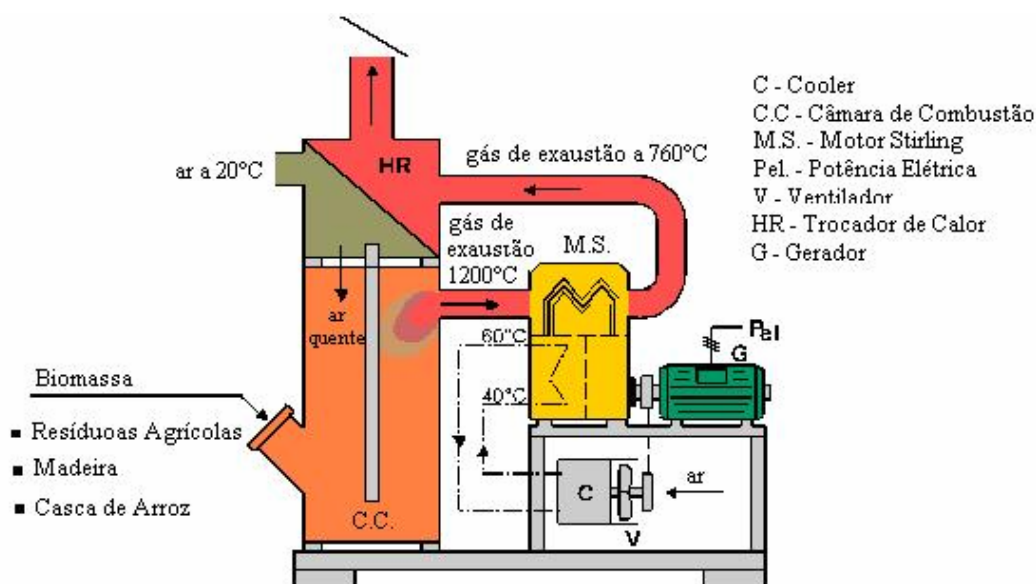


Figura 3-25 Produção de eletricidade a partir de biomassa com motor Stirling (Podesser, 1999).

Em um estudo realizado por Bonnet et al. (2002), foi observado que devido à complexidade do campo de escoamento de fluido, a variação instantânea de pressão,

juntamente com um campo de temperatura não uniforme dentro de um motor Stirling torna muito difícil de ter um modelo preciso para tal motor. Entretanto, muitos modelos assumem simplificações no campo de temperatura do motor. Por exemplo, freqüentemente é assumido que o fluido de trabalho deixa o aquecedor, o regenerador ou o radiador a uma temperatura constante durante todo o ciclo do motor. No seu trabalho são apresentados resultados experimentais no motor Stirling Viebach ST 05. A medição em tempo real de temperatura dentro do motor, mostra claramente que assumir temperatura constante do fluido de trabalho na saída do trocador de calor não é aceitável.

O motor Viebach ST 05 é um motor gama, utiliza ar como fluido de trabalho, a uma pressão máxima de 1 MPa, e tem potência mecânica nominal de 500W.

A Figura 3-26 apresenta o motor Viebach e sua subdivisão em cinco volumes: Espaço de compressão (C), Cooler (K), Regenerador (R), espaço de expansão (E) e aquecedor (H). Também é apresentada a posição dos instrumentos de medição utilizados no estudo realizado por Bonnet et al. (2002), sendo: temperatura no espaço de compressão (T_C), pressão no espaço de compressão (P_C), temperatura do lado frio do regenerador (T_{RK}), temperatura do lado quente do regenerador (T_{HR}) e ângulo de rotação do motor ϕ .

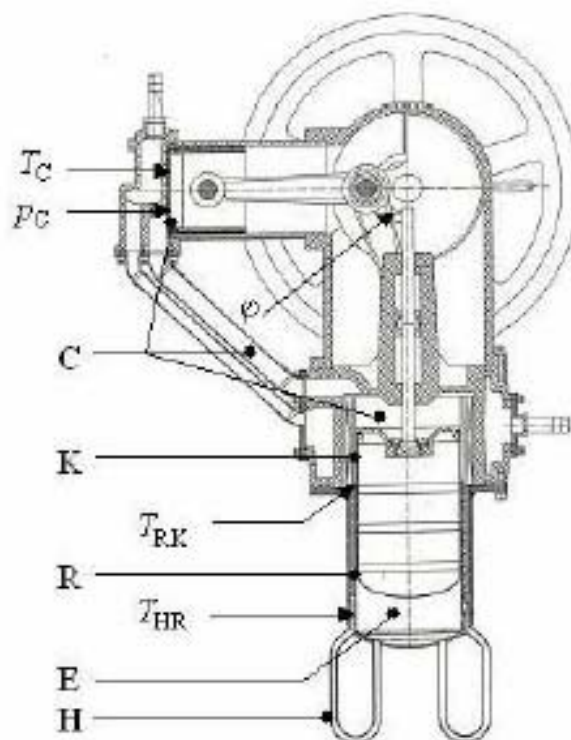


Figura 3-26 Motor Stirling Viebach ST 05, apresentando a sua subdivisão em cinco espaços de trabalho, e o posicionamento da instrumentação utilizada (Bonnet et al., 2002).

Com relação à instrumentação, foram utilizados: um transdutor de ângulo de rotação do eixo do motor (medição de φ), um transdutor de pressão (medição de P_C), três termopares de junta do tipo K (medição de T_C , T_{RK} e T_{HR}). Todos estes medidores apresentam tempos de respostas suficientes para as medidas momentâneas realizadas nos experimentos. Um novo cabeçote do cilindro frio do motor teve que ser fabricado, pois o sistema de arrefecimento do cabeçote original não permitia a alocação dos instrumentos naquele ponto.

Nos experimentos realizados por Bonnet et al. (2002), o transdutor de ângulo de rotação do eixo do motor controla a aquisição das outras medidas (P_C , T_C , T_{RK} e T_{HR}) para cada um grau de rotação do eixo do motor Viebach.



Figura 3-27 Vista geral da bancada de ensaios com o sistema de aquisição de dados (Bonnet et al., 2002).

As Figuras (Figura 3-28, Figura 3-29, Figura 3-30 e Figura 3-31) apresentam, para o motor Viebach ST 05, variações de: pressão da parte fria P_c , temperatura do cilindro frio T_c , temperatura do lado frio do regenerador T_{RK} , e temperatura do lado quente do regenerador T_{HR} , respectivamente. Essas medidas foram avaliadas durante um ciclo do motor.

Segundo Bonnet et al. (2002), as variações de pressão são regulares, mas não são harmônicas (Figura 3-28).

A evolução da temperatura T_c (Figura 3-29) no cilindro de trabalho, segue aproximadamente a evolução de pressão, e a amplitude da temperatura está de acordo com os resultados obtidos por um modelo isentrópico do processo no espaço de compressão C .

As variações da temperatura T_{RK} (Figura 3-30) e T_{HR} (Figura 3-31) estão fora de fase em relação à variação de pressão. As suas amplitudes, respectivamente 30°C para T_{RK} e 70°C

para T_{HR} , são significativas, uma vez que a máxima diferença de temperatura do motor é de aproximadamente 390°C ($T_{HR} - T_C$).

Também se pode notar que a máxima temperatura T_{HR} é baixa (420°C), visto que a parede externa do trocador de calor está a uma temperatura de aproximadamente 550 a 600°C .

A variação de temperatura do motor depende das condições oscilantes do fluxo de transferência de calor, que são até então pouco conhecidas, igual às variações de pressão do motor.

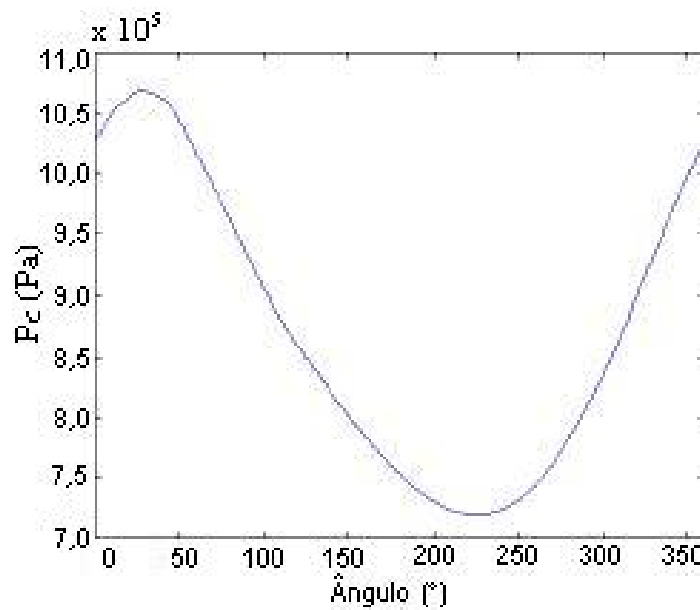


Figura 3-28 Variação de pressão durante um ciclo (Bonnet et al., 2002).

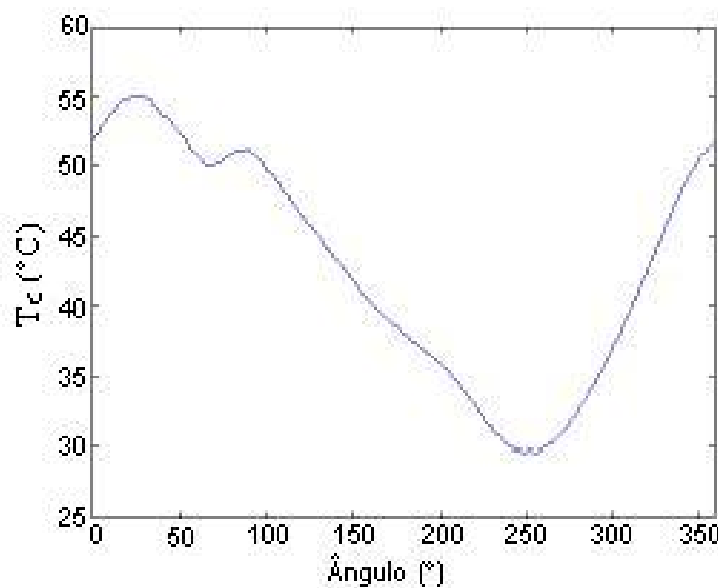


Figura 3-29 Variação de temperatura no espaço de compressão durante um ciclo (Bonnet et al., 2002).

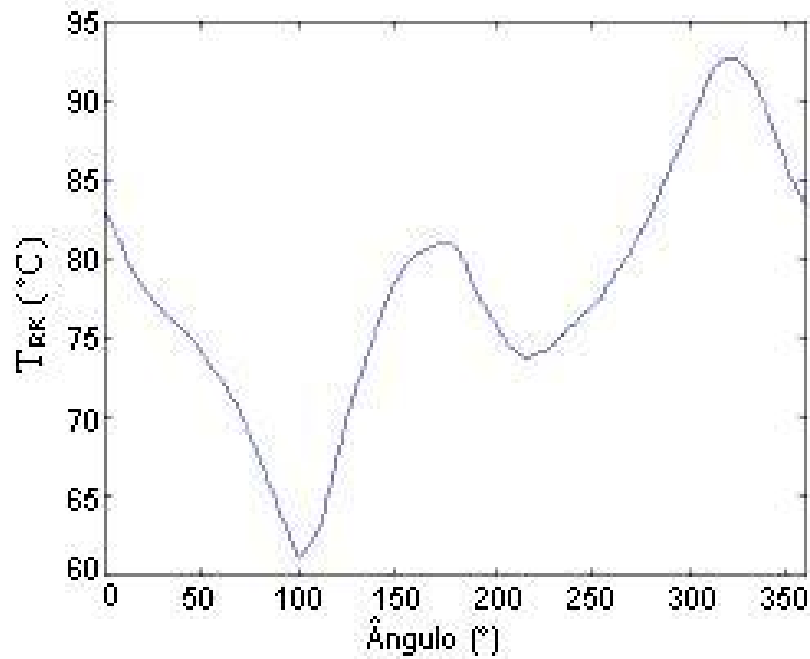


Figura 3-30 Variação de temperatura entre o regenerador e o radiador (Bonnet et al., 2002).

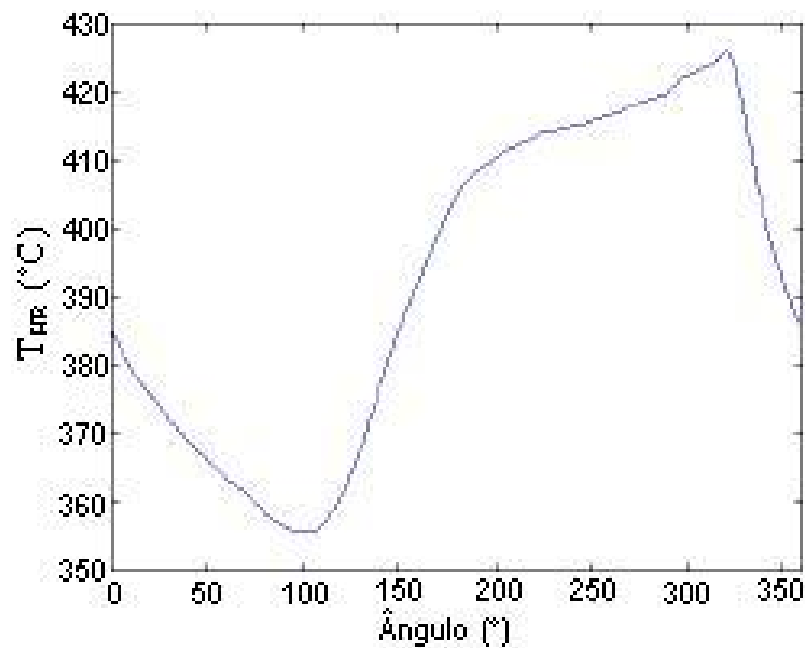


Figura 3-31 Variação de temperatura entre o aquecedor e o regenerador (Bonnet et al., 2002).

Bonnet et al. (2002) conclui que medições de pressão e temperatura momentâneas dentro de um motor Stirling pequeno realçam a natureza complexa do escoamento do fluido, transferência de calor e dos processos termodinâmicos dentro do motor Stirling. Os atuais

modelos não permitem levar em consideração estas complexidades. Em particular, transferências de calor em condições oscilantes de escoamento são muito pouco conhecidas.

Carlsen (1998) relata três diferentes projetos de motores Stirling, na Universidade Técnica da Dinamarca. Dentre estes é apresentado um projeto que foi iniciado em 1994 com o objetivo de desenvolver um pequeno motor Stirling com uma potência elétrica de 35 kW. Este projeto foi financiado pela Danish Energy Agency. Como combustível, foram selecionados aparas de madeira para a primeira geração destes motores.

- Projeto do motor Stirling de 35 kW.

Segundo Carlsen (1998) a combustão em um motor Stirling pode ser comparada com a combustão em uma fornalha convencional, embora a temperatura na superfície do trocador de calor seja muito maior. Alta temperatura, combinada com a presença de cinzas nos produtos de combustão da biomassa, pode facilmente resultar em incrustações nas superfícies do trocador de calor.

A tentativa de operar motores Stirling projetados para combustíveis líquidos ou gasosos, utilizando pedaços de madeira ou carvão, tem acabado em poucas horas de funcionamento do motor, devido ao entupimento dos estreitos canais da superfície do trocador de calor. Combustíveis sólidos requerem muito mais espaço na câmara de combustão, quando comparados a gás e a óleo, devido ao tempo necessário para a queima das partículas combustíveis.

Para o motor Stirling de 35 kW, apresentado por Carlsen (1998), o aquecedor (trocador de calor de aquecimento) é projetado com uma grande câmara de combustão, maiores diâmetros dos tubos, e com uma maior distância entre os tubos e as aletas, com o intuito de se evitar estreitas passagens na seção de aquecimento. A taxa de transferência de calor é de 50 kW/m² correspondendo a valores comuns praticados para plantas a vapor que utilizam biomassa como combustível.

- Projeto Mecânico.

O motor Stirling de 35 kW, apresentado por Carlsen (1998), tem quatro cilindros em um arranjo quadrangular, e com cilindros em paralelo, como é apresentado na Figura 3-32. Como fluido de trabalho utiliza-se Hélio a uma pressão de 40 bar. O motor foi projetado como uma unidade hermética, ou seja, com um alternador incorporado no cárter pressurizado do motor,

semelhante a um compressor hermético para refrigeradores, onde um motor elétrico é incorporado na unidade hermética. Com esta medida, evita-se o uso de selos dinâmicos, sendo necessários apenas selos estáticos, e a única conexão de dentro do cárter hermético para o exterior são os cabos de conexão entre o alternador e a rede.

A Tabela 3-3 apresenta um resumo das especificações do motor Stirling de 35 kW. O alternador assíncrono que é usado como motor de partida, tem seis pólos correspondendo a uma rotação do motor de 1010 rpm, quando conectado diretamente à rede (50Hz).

Um motor para plantas de calor e potência (CHP – Combined Heat and Power) normalmente opera 5000 a 6000 horas por ano a plena carga. Intervalos para manutenção devem ser minimizados, sendo que a manutenção tem um custo considerável em pequenas plantas CHP. Para satisfazer estas demandas, a carcaça do motor Stirling deve ser projetada para ter uma grande durabilidade. Os rolamentos utilizados são calculados para ter uma vida útil de 50000 horas. Pistões, anéis e selos, que são feitos com o material PTFE duram de 10000 a 15000 horas.

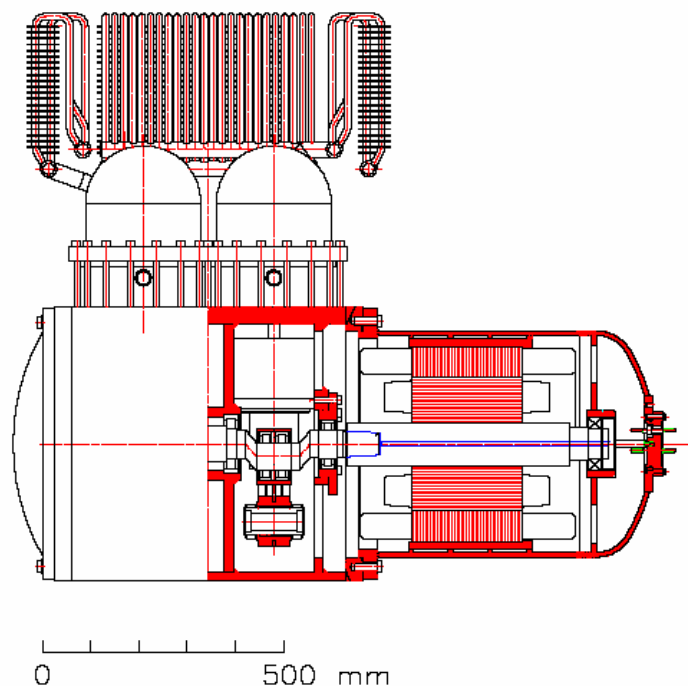


Figura 3-32 Arranjo físico do motor Stirling de 35 kW (Carlsen, 1998).

Tabela 3-3 Especificações para o motor Stirling de 35 kW (Carlsen, 1998).

Especificações	Dimensões	Unidade
Potência de eixo (mecânica)	40	kW
Diâmetro do cilindro	140	Mm
Curso do pistão	74	Mm
Numero de cilindros	4	-
Rotação	1010	rpm
Pressão media	40	bar
Gás de trabalho	Helio	-
Temperatura máxima de aquecimento	953	K
Eficiência do alternador	90	%
Peso do motor	1400	kg
Comprimento do motor	1,3	m
Largura do motor	0,8	m
Altura do motor	1,2	m

- Resultados para o teste do motor em laboratório.

Carlsen (1998) executou um ensaio preliminar em laboratório com o motor Stirling de 35 kW, utilizando gás natural como combustível. O motor pôde gerar 35 kWel como era esperado. Entretanto, observou-se que a potência de eixo e a eficiência tiveram uma redução considerável quando se aumentou a temperatura da água de resfriamento. Aumentando-se a temperatura da água de resfriamento de 40°C para 70°C, a potência de eixo e a eficiência diminuíram em aproximadamente 20%.

Foi feito um teste de resistência do motor, operando este por 400 horas continuamente. A pressão do fluido de trabalho foi de 41 bar e a temperatura de aquecimento de 660°C. A potência elétrica medida foi de 31,5 kW, correspondendo a 35 kW de potência de eixo (eficiência elétrica de 90%). O motor foi testado por mais de 650 horas, operando com gás natural como combustível.

A eficiência calculada baseada na relação entre a potência mecânica e o calor inserido no trocador de calor de aquecimento do motor, e desconsiderando-se as perdas nesta troca de calor, foi de aproximadamente 35%, com o motor funcionando a plena carga.

Em um ensaio anterior realizado por Carlsen (1996), com o mesmo motor Stirling, e também utilizando gás natural como combustível, foram avaliadas a influencia de alguns

parâmetros, tais como: a temperatura no aquecedor e no *cooler* do motor e a pressão de trabalho, no desempenho do motor.

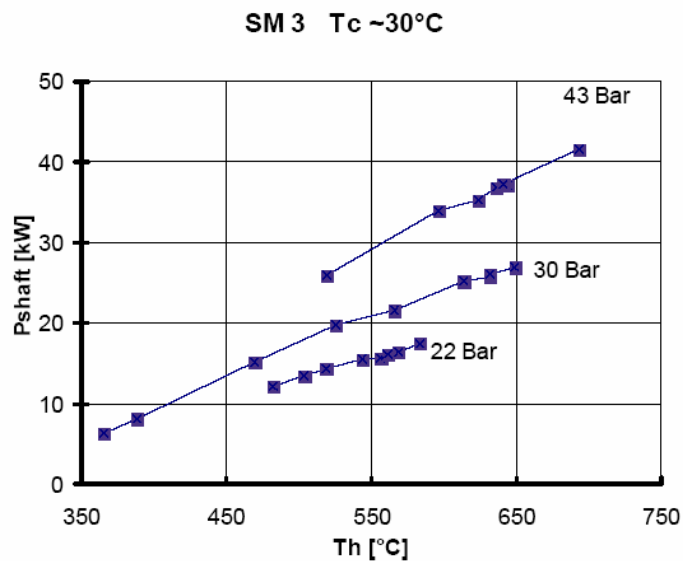


Figura 3-33 Potência x Temperatura no aquecedor do motor (Carlsen, 1996).

A Figura 3-33 apresenta os resultados dos testes do motor utilizando um queimador a gás e para três diferentes pressões de trabalho (22, 30 e 43 bar). Pode-se observar a influencia da temperatura do aquecedor do motor em sua potência. Para estes resultados, a temperatura da água de arrefecimento no *cooler* foi fixada em aproximadamente 35 °C.

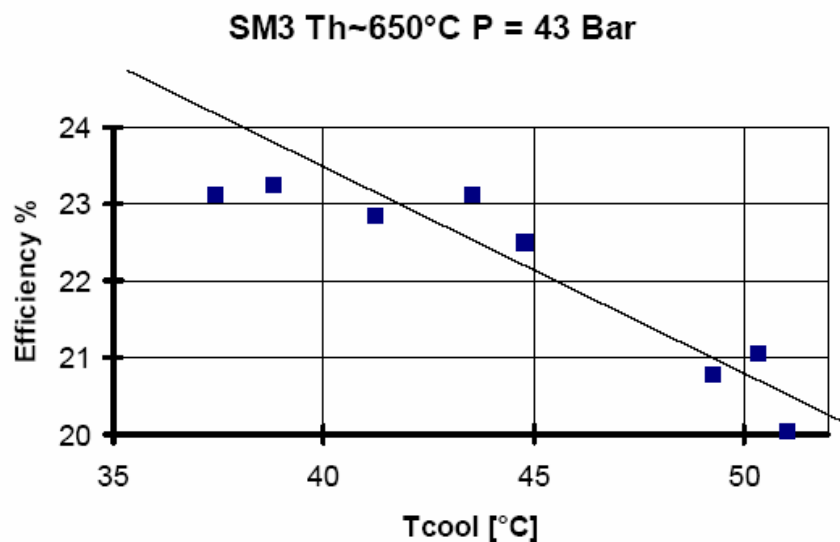


Figura 3-34 Eficiência do motor em função da temperatura de resfriamento (Carlsen, 1996).

A Figura 3-34 mostra que a eficiência do motor é influenciada pela temperatura da água de arrefecimento do motor. Estes dados foram obtidos para uma temperatura no aquecedor do

motor de 600°C. Pode-se observar que a eficiência do motor decresce significativamente em função da temperatura de arrefecimento do motor.

- Sistema de combustão para aparas de madeira.

O sistema de combustão de biomassa para o motor Stirling de 35 kW foi baseado em um forno fabricado comercialmente que utiliza pedaços de madeira como combustível. Este forno foi adaptado para o motor Stirling. O modelo deste sistema é apresentado na Figura 3-35.

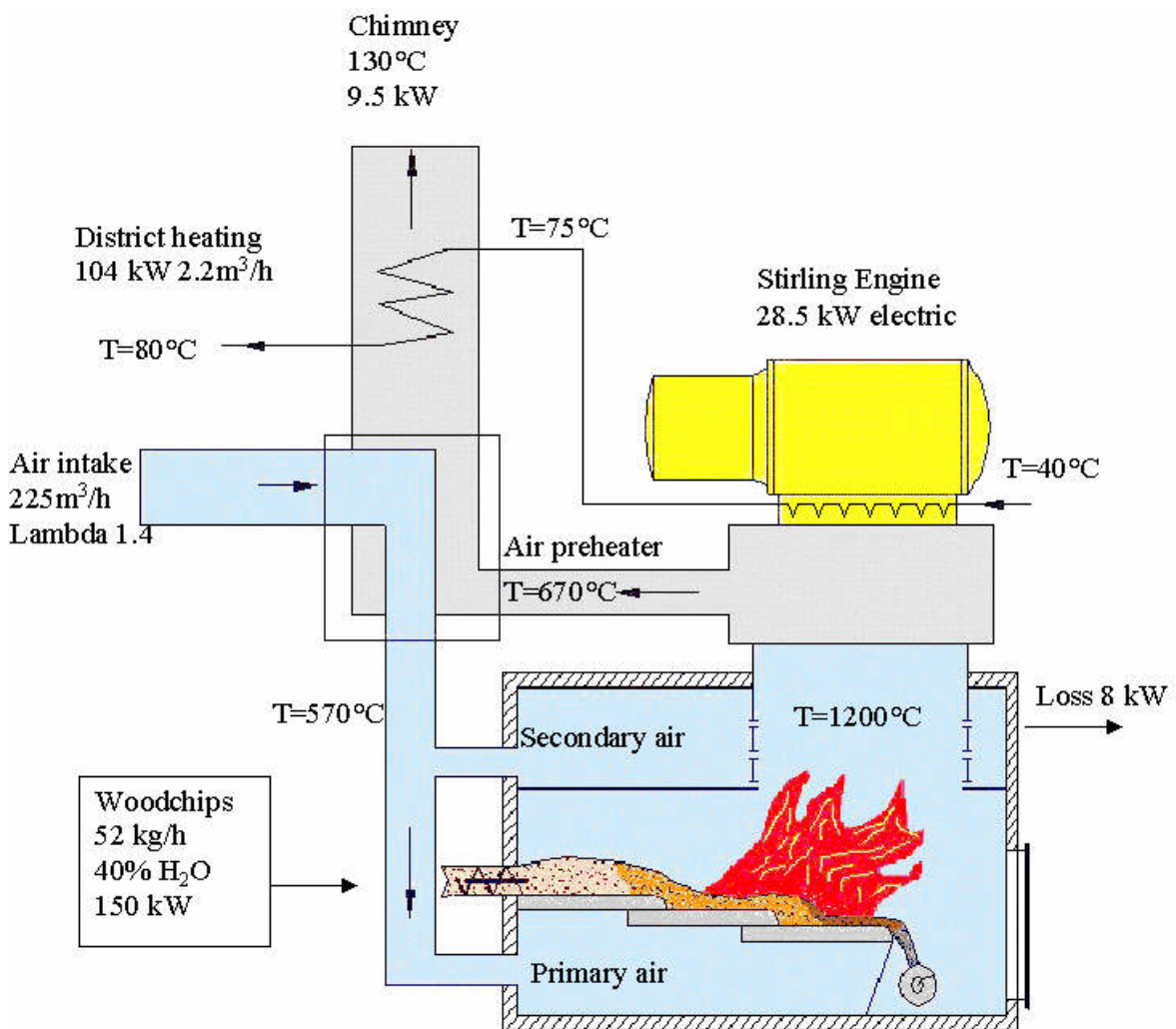


Figura 3-35 Sistema de combustão para aparas de madeira (Carlsen, 1998).

- Resultados do teste com pedaços de madeira como combustível.

O motor Stirling de 35 kW foi acoplado ao sistema de combustão para pedaços de madeira, tomando-se cuidados especiais relacionados ao isolamento mecânico do motor, para evitar transmissão de vibração para o forno.

No teste de campo, o motor funcionou por mais de 700 horas apresentando apenas pequenos problemas relacionados ao sistema de controle, sensores, etc. Dados típicos da planta operando na potência nominal são apresentados na Tabela 3-4.

Tabela 3-4 Resultados operacionais da planta de calor e potência operando na potência nominal (Carlsen, 1998).

Parâmetro	Medida	Unidade
Pressão média	40	bar
Temperatura nos tubos do aquecedor	710	°C
Temperatura da água de resfriamento na entrada do motor	40	°C
Temperatura da água de resfriamento na saída do motor	75	°C
Temperatura da água de resfriamento na saída da planta	80	°C
Produção de calor para aquecimento distrital	104	kW
Potência elétrica	28,5	kW
Consumo de potência elétrica da planta	2,0	kW
Consumo de combustível (aparas de madeira com 40% de umidade)	52	kg/h
Eficiência elétrica	0,19	-
Eficiência da planta (calor e potência)	0,87	-

Neste teste, foi necessário aumentar a temperatura da água de resfriamento para 80°C, para se atender à demanda do sistema de aquecimento distrital. Isso resultou em uma redução da potência nominal para 28 kW e uma potência de aquecimento de 100 kW. A eficiência, que é calculada segundo a razão entre a potência elétrica e o PCI da madeira utilizada, ficou em aproximadamente 19%, para uma madeira com 40% de umidade.

De acordo com Carlsen (1998), os resultados do teste de campo foram considerados promissores, e os principais problemas relacionados com a utilização de aparas de madeira em motores Stirling para geração de calor e potência foram considerados resolvidos.

Todos os trabalhos apresentados mostram um bom desenvolvimento da tecnologia atualmente. Seja teoricamente, por meio de modelos matemáticos que simulam o funcionamento dos motores Stirling, ou para avaliar as transferências de calor que ocorrem

para o funcionamento do mesmo. Seja por meio de desenvolvimento de motores, com o intuito principalmente de operar com biomassa como combustível.

O trabalho realizado por Hsu et al. (2002) permite a avaliação teórica das transferências de calor que ocorrem em um motor Stirling. A partir do modelo desenvolvido pode-se avaliar um motor, e otimizar alguns parâmetros influentes nos processos de transferência de calor, tais como, materiais para a construção dos trocadores de calor, fluido de trabalho, tamanho e forma dos trocadores de calor, dentre outros parâmetros. Com isso pode-se obter uma potência e eficiência ótima para um determinado motor Stirling.

O trabalho realizado por Bonnet et al. (2002), faz uma crítica a alguns modelos matemáticos devido a algumas considerações que não condizem com a realidade. Porém sempre que se pretende elaborar um modelo matemático para determinado processo, se faz necessário elaborar considerações para que se torne possível e viável a modelagem. Claro que com o desenvolvimento computacional e matemático, os modelos cada vez mais se aproximam da realidade e os resultados apresentados se tornam cada vez melhores. Em seu trabalho Bonnet simulou algumas condições reais de funcionamento de um motor Stirling e comparou estes resultados com as considerações feitas em modelos matemáticos.

Um problema apresentado no trabalho elaborado por Bonnet, é que o motor selecionado para os ensaios, é um motor bastante pequeno e que apresenta elevada taxa de perdas térmicas e por fluxo. Seria interessante a seleção de um motor de maior potência para comparar os resultados.

Os trabalhos apresentados pelos autores Carlsen e Podesser, mostram um desenvolvimento da tecnologia para operar com biomassa como combustível. Apresentam as principais adaptações necessárias para este tipo de trabalho, tipo de fluido de trabalho, tipo do motor, faixa de potência, e resultados de trabalhos experimentais com a performance dos motores construídos.

A grande vantagem apresentada pela tecnologia de motores Stirling é a possibilidade de usar diferentes combustíveis. E é claro que a possibilidade de usar combustíveis mais baratos, menos refinados, como é o caso da queima direta da biomassa, torna a tecnologia de motores Stirling alvo de grande interesse. Todos os trabalhos desenvolvidos, mostram uma excelente oportunidade para a tecnologia.

Portanto, para motores Stirling se torna vantajoso o seu uso com fontes renováveis de energia (principalmente biomassa e solar) e o uso de gás natural, que é o combustível mais limpo dentre os não renováveis, e que apresenta uma menor agressão ao meio ambiente.

3.7 EXPERIENCIAS COM O MOTOR VIEBACH OPERANDO COM BIOMASSA

Como mencionado, o objetivo inicial do trabalho era a avaliação teórica e experimental do motor Stirling modelo Viebach. O motor foi adquirido, em um conjunto de peças fundidas, junto a empresa alemã Viebach, o processo de construção do motor foi acompanhado integralmente e executado na empresa Smar. Também foi adquirido uma caldeira para queima direta de biomassa junto a empresa AG-Therm, onde se instalou o motor Stirling para funcionar aproveitando calor proveniente da queima da biomassa.

Durante a construção do motor várias dificuldades foram encontradas, principalmente por este motor ser comercializado na Alemanha, o que dificultou a realização das tarefas, sendo necessário mais tempo que o esperado. A mesma dificuldade se tinha quando ocorria qualquer problema com o motor já montado, que tinha que ser solucionado sem o devido apoio do fabricante.

Foram realizados alguns testes com o motor Viebach de 500W de potência operando com Biomassa como combustível. Para isso, instalou-se o motor Viebach em uma caldeira que utiliza resíduos de madeira como combustível.

A caldeira utilizada foi projetada e fabricada pela empresa AG-Therm. A sua construção é em tubos de aço ASTM A-178, com coletor superior de diâmetro de 200 mm e coletores inferiores com diâmetro de 100 mm. Paredes integralmente radiantes em tubos de aço de 12,7 mm DIN – 2458, aletadas com chapa de aço de 6,35 mm soldadas eletricamente por processo contínuo. A porta de alimentação de biomassa tem as dimensões: 200x250 mm, e é isolada com concreto refratário.

Para o acoplamento do motor Stirling a esta caldeira foi previsto um orifício circular localizado após o primeiro passe dos gases pelo tubulão. Neste ponto foi verificada, em um ensaio preliminar, uma temperatura dos gases de exaustão da ordem de 600 a 800°C, que deveria ser suficiente para o acionamento do motor Stirling Viebach, conforme projeto.

Um esquema com a instalação do motor Stirling Viebach na caldeira é apresentado na Figura 3-36.

Durante a operação do motor Stirling acoplado à caldeira descrita, vários problemas operacionais foram constatados. O funcionamento do motor foi bastante instável, várias vezes teve-se a interrupção do seu funcionamento.

Os problemas encontrados impossibilitaram a realização de um ensaio mais detalhado, porém serviram como experiência para melhoramento do projeto inicial.

Os principais problemas ocorridos foram:

- Variação da temperatura no trocador de calor de aquecimento do motor Stirling. Sempre que havia necessidade de alimentar a caldeira com combustível, a simples abertura da porta de alimentação da caldeira gerou uma brusca queda da temperatura no ponto onde o aquecedor do motor Stirling estava instalado;
- Dificuldade de operação estável da caldeira, ou seja, obter um valor constante de consumo de vapor e de alimentação de água. Algumas vezes ocorreu variação de nível de água na caldeira, tendo a necessidade de realimentação, com água a temperatura ambiente, o que influenciou na operação do motor.
- A partir de uma análise dos gases de combustão desta caldeira, observou-se um elevado nível de emissão de CO, ocasionado por uma combustão pouco eficiente na fornalha da caldeira.

Com todos os problemas encontrados e devido ao tempo insuficiente para solucioná-los, durante a execução do trabalho de mestrado, decidiu-se estender o trabalho para o motor Stirling modelo Solo, e realizar uma análise teórica e experimental deste motor, operando com gás natural e GLP.

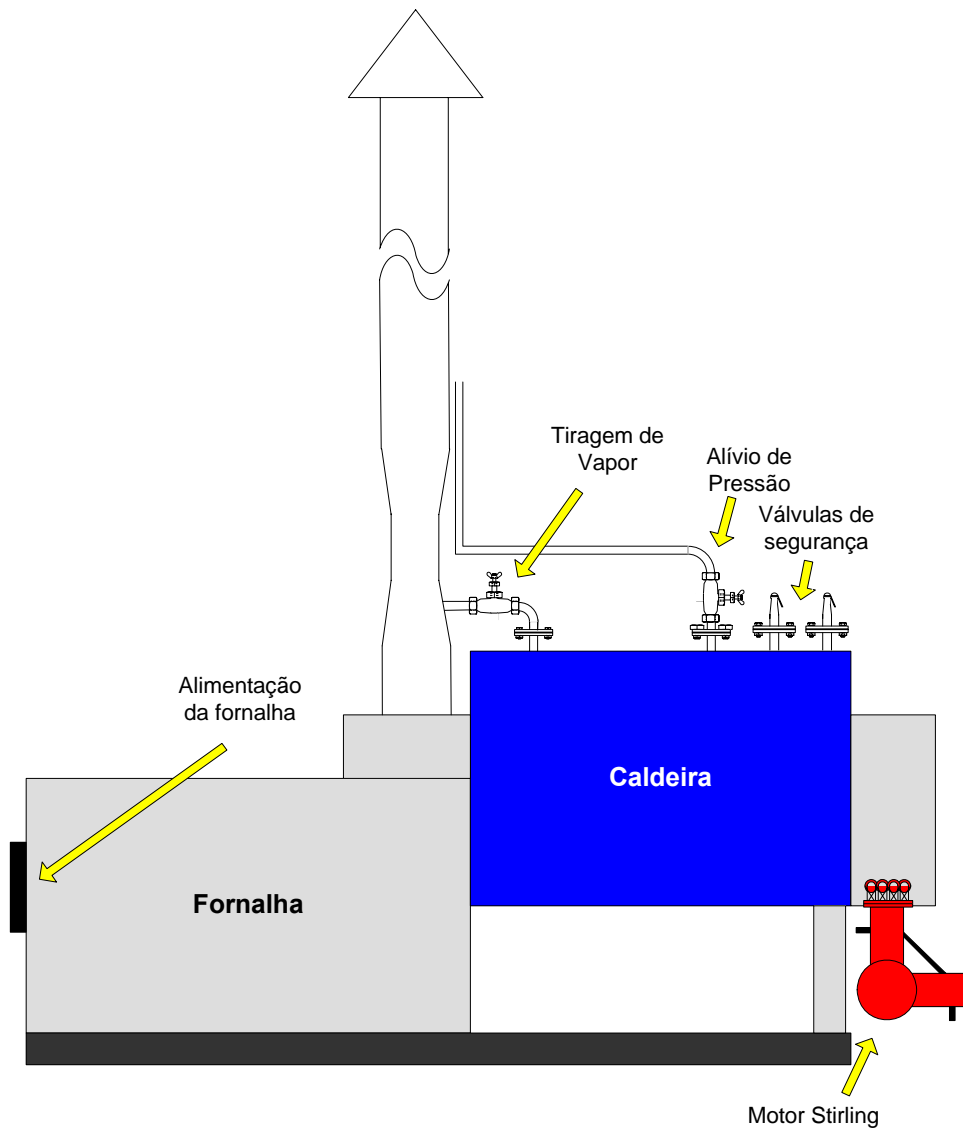


Figura 3-36 Instalação da caldeira/motor Stirling

Para resolver os problemas mencionados, algumas modificações do sistema caldeira/motor Stirling foram sugeridas:

- [A] Modificação do sistema de alimentação de biomassa, procurando garantir a sua estanqueidade (a abertura da porta de alimentação produz uma queda da temperatura dos gases no trocador de calor do motor Stirling e oscilações na sua potência);
- [B] Mudança da localização do motor para a saída da fornalha, visando ter um maior nível de temperatura dos gases, e os benefícios da transferência de calor diretamente por radiação da chama;

[C] Implantação de um sistema para a injeção de ar secundário, visando a redução do teor de CO, que atualmente equivale a uma perda por combustão incompleta (q_3) de aproximadamente 4,0%.

Um esquema contendo as modificações sugeridas é apresentado na Figura 3-37.

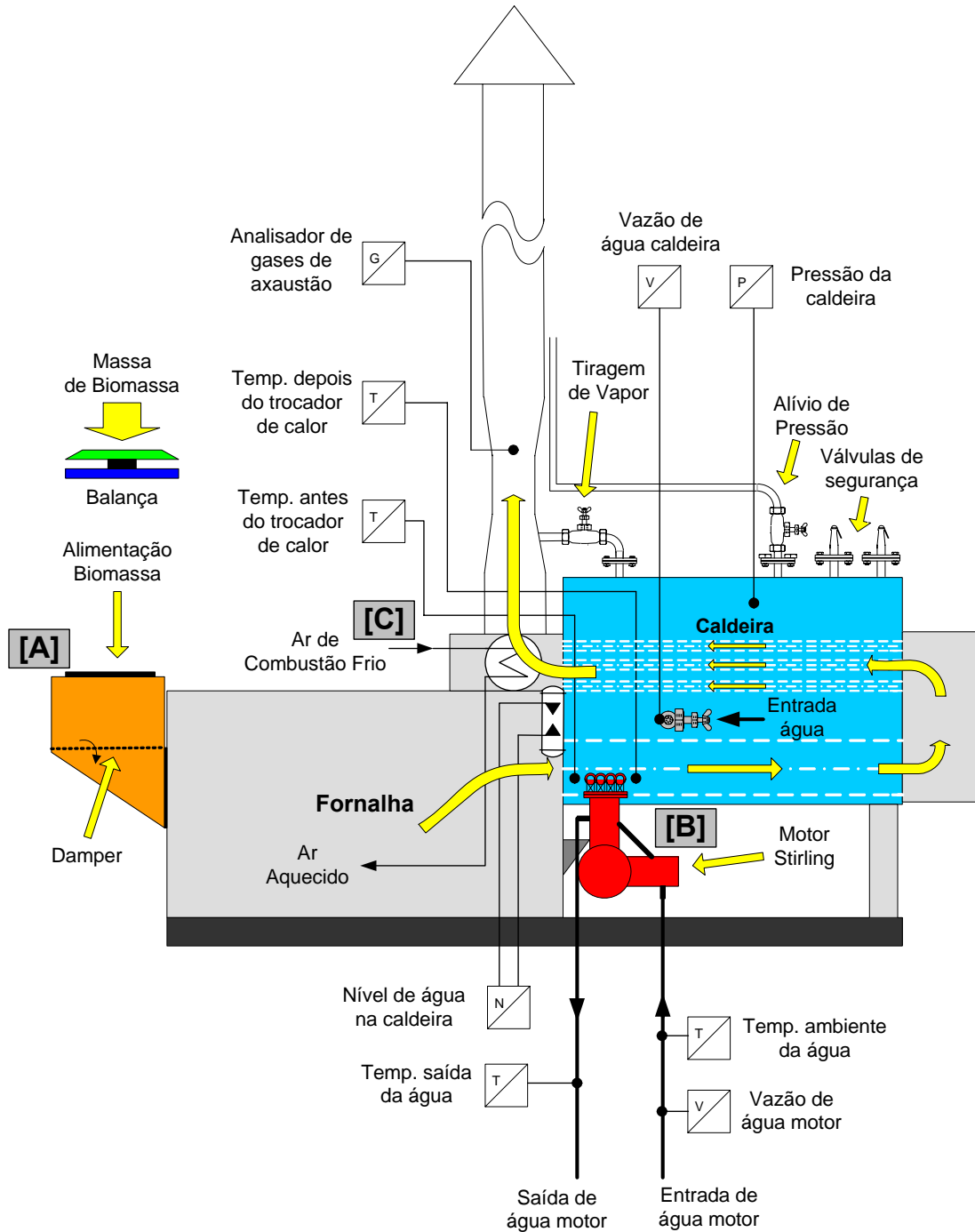


Figura 3-37 Instalação da caldeira / motor Stirling modificada.

Capítulo 4

MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo é apresentada uma descrição da bancada de ensaios, bem como a metodologia utilizada para a elaboração e execução do experimento. Também é apresentada uma descrição do motor Stirling SOLO, que foi o motor utilizado durante os teste, e a metodologia utilizada para a sua simulação computacional, utilizando-se do software PROSA.

4.1 MOTOR STIRLING SOLO 161

Dois motores Stirling Solo com capacidade de 9 kW foram adquiridos pelo Núcleo de Excelência em Geração Térmica e Distribuída da Universidade Federal de Itajubá e instalados no Laboratório de Sistemas Avançados em Geração Distribuída. A Figura 4-1 e a Figura 4-2 apresentam a instalação de um destes motores no laboratório.

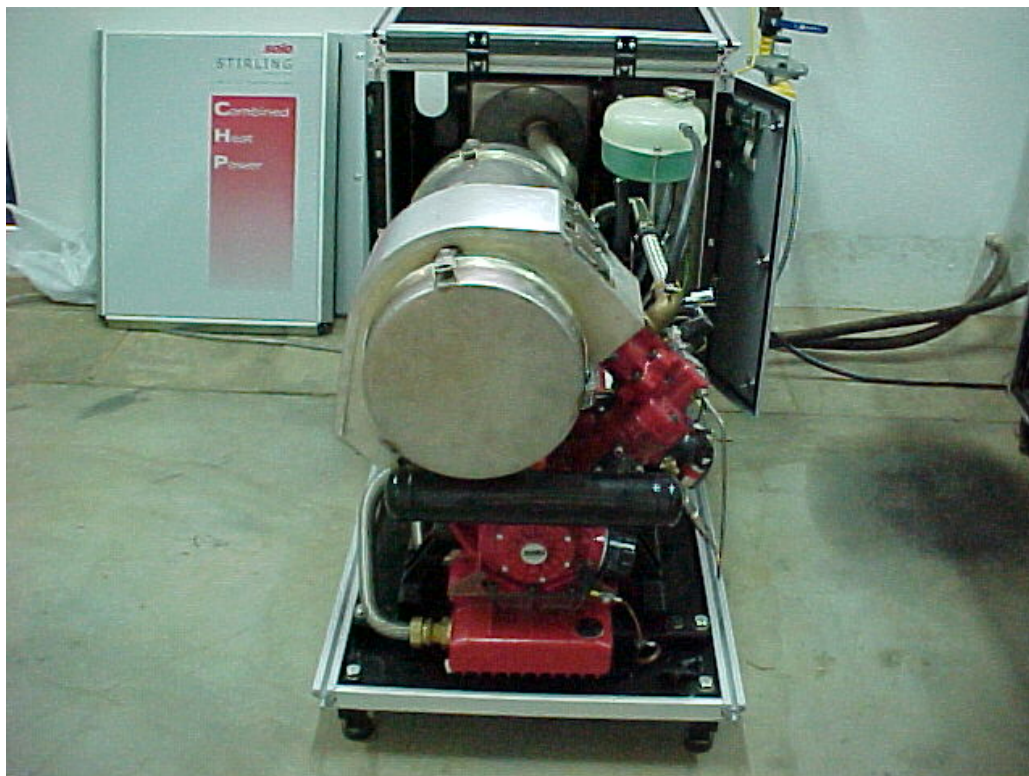


Figura 4-1 Instalação do motor Stirling Solo 161 testado no Laboratório de Sistemas Avançados em Geração Distribuída da UNIFEI. (vista frontal).

O motor Stirling adquirido é o modelo Solo 161, da empresa Solo. O motor Stirling 161 é um motor alfa, de ação simples, tem dois cilindros dispostos em V. O aquecedor, o regenerador e o resfriador do gás de trabalho estão alocados entre os dois cilindros. A descrição 161 faz referência à capacidade dos cilindros.



Figura 4-2 Instalação do motor Stirling Solo 161 no Laboratório de Sistemas Avançados em Geração Distribuída da UNIFEI. (vista lateral).

O motor Stirling 161 é equipado com dois pistões – um em cada cilindro – e estes transferem o fluido de trabalho, no caso hélio, de um cilindro para o outro. O fluido de trabalho é comprimido a baixa temperatura no cilindro de compressão e se expande a alta temperatura no cilindro de expansão.

Neste motor, os pistões estão arrançados em V, um eixo com lubrificação sob pressão guia ambos os pistões. Uma selagem ao redor destes pistões evita o escape de fluido de trabalho para o eixo de manivela (cárter), e a entrada de óleo de lubrificação nos cilindros. Ambos os pistões operam sem lubrificação dentro dos cilindros.

O uso de Hélio como fluido de trabalho garante um melhor desempenho do motor do que o uso de ar como tal. Isso devido a algumas características do hélio ser mais adequadas para esta aplicação. O hélio apresenta uma alta capacidade de transferência de calor, o que é essencial em motores Stirling. Além disso, ar contém grande quantidade de oxigênio, sendo limitada a temperatura dos componentes internos do motor, pois o oxigênio contido no ar pode degradar rapidamente estes componentes.

O aquecedor consiste em um anel formado por pequenos tubos, e que são aquecidos a aproximadamente 740 °C por um queimador. O resfriador do fluido de trabalho consiste em um conjunto de pequenos tubos. O regenerador consiste em um conjunto de arames.

Um esquema detalhando as partes do motor Stirling Solo 161 é apresentado na Figura 4-3, e a Tabela 4-1 apresenta as especificações do referido motor.

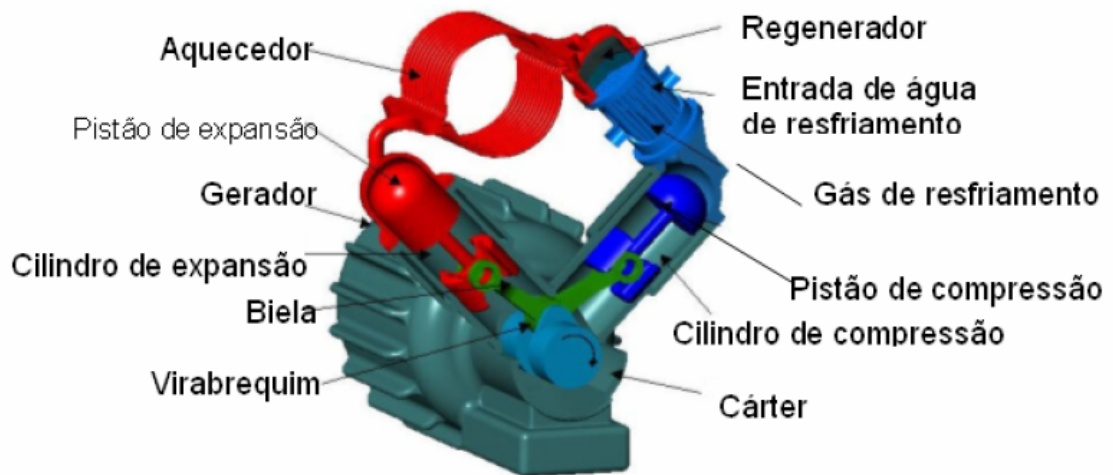


Figura 4-3 Motor Stirling Solo 161, detalhamento de principais partes.

Tabela 4-1 Especificações do motor Stirling Solo 161 segundo manual do equipamento.

Dimensões Externas	Comprimento	1280 mm
	Largura	700 mm
	Altura	980 mm
	Peso	460 kg
Desempenho	Potência elétrica	2 – 9 kW
	Potência térmica	8 – 24 kW
	Eficiência elétrica	22 – 24 %
Dados do motor	Tipo	Solo Stirling 161, V2, alfa
	Cilindrada	161 cm ³
	Fluido de trabalho	Helio
	Máxima pressão media de trabalho	150 bar
	Rotação nominal	1500 rpm
Queimador e Câmara de combustão	Potência térmica do queimador	16 – 40 kW
	Combustível	Gás natural e GLP
	Pressão do gás combustível	50 +15/-5 mbar
	Emissão de NO	80 – 120 mg/m ³
	Emissão de CO	40 – 60 mg/m ³
Lubrificação	Tipo	Sistema de circulação pressurizada
	Capacidade	1,7 l
	Intervalo de troca de óleo	15000 horas
Sistema de arrefecimento	Volume interno do radiador	4,12 l
	Vazão de água de arrefecimento (externa)	0,5 – 2 m ³ /h
	Máxima pressão da circulação externa de água	3 bar
Gerador	Numero de pólos	2 pares
	Potência de saída	11 kW
	Máxima eficiência	92,5%

4.2 DESCRIÇÃO DA BANCADA DE ENSAIOS (INSTALAÇÃO EXPERIMENTAL E INSTRUMENTAÇÃO)

A bancada de ensaios consiste do motor Stirling Solo 161 apresentado no item anterior, devidamente instalado para operar com gás liquefeito de petróleo ou gás natural, o seu circuito de água de resfriamento externo e os instrumentos de medição das grandezas a serem medidas, instalados.

A instalação para o fornecimento do combustível foi feita através de duas linhas de gás (uma de GN e outra de GLP), conectadas a reservatórios externos. Estas duas linhas de gás são conectadas a uma válvula para a seleção do combustível a ser utilizado. Após esta válvula seletora há uma outra válvula, com a finalidade de redução da pressão do gás a ser utilizado para pressões da ordem de 45 a 60 mbar, necessário para a operação do motor. (Figura 4-4)

O circuito externo da água de resfriamento do motor consiste de um reservatório de água, uma bomba, que faz a água fluir pelo motor Stirling (trocaador de calor), uma torre de resfriamento, reduzindo a temperatura do fluxo de água que retorna ao reservatório.

Com relação à instrumentação, foram utilizados:

- Medidor de gás, utilizado para medir o consumo do motor. Medidor do tipo volumétrico por diafragma, modelo G4 da Lao;
- Medidor de vazão da água de resfriamento do motor Stirling. Transmissor de pressão modelo LD 301 da Smar;
- Termopar para medir a temperatura da água de resfriamento após o motor Stirling. Foi utilizado um termopar de junta do tipo k;
- Medidor de potência elétrica gerada. Multimedidor trifásico MKM-D, Kron medidores;
- Analisador de gases de exaustão, para se obter a composição dos mesmos. Modelo Ecoline 6000 da Ecil.

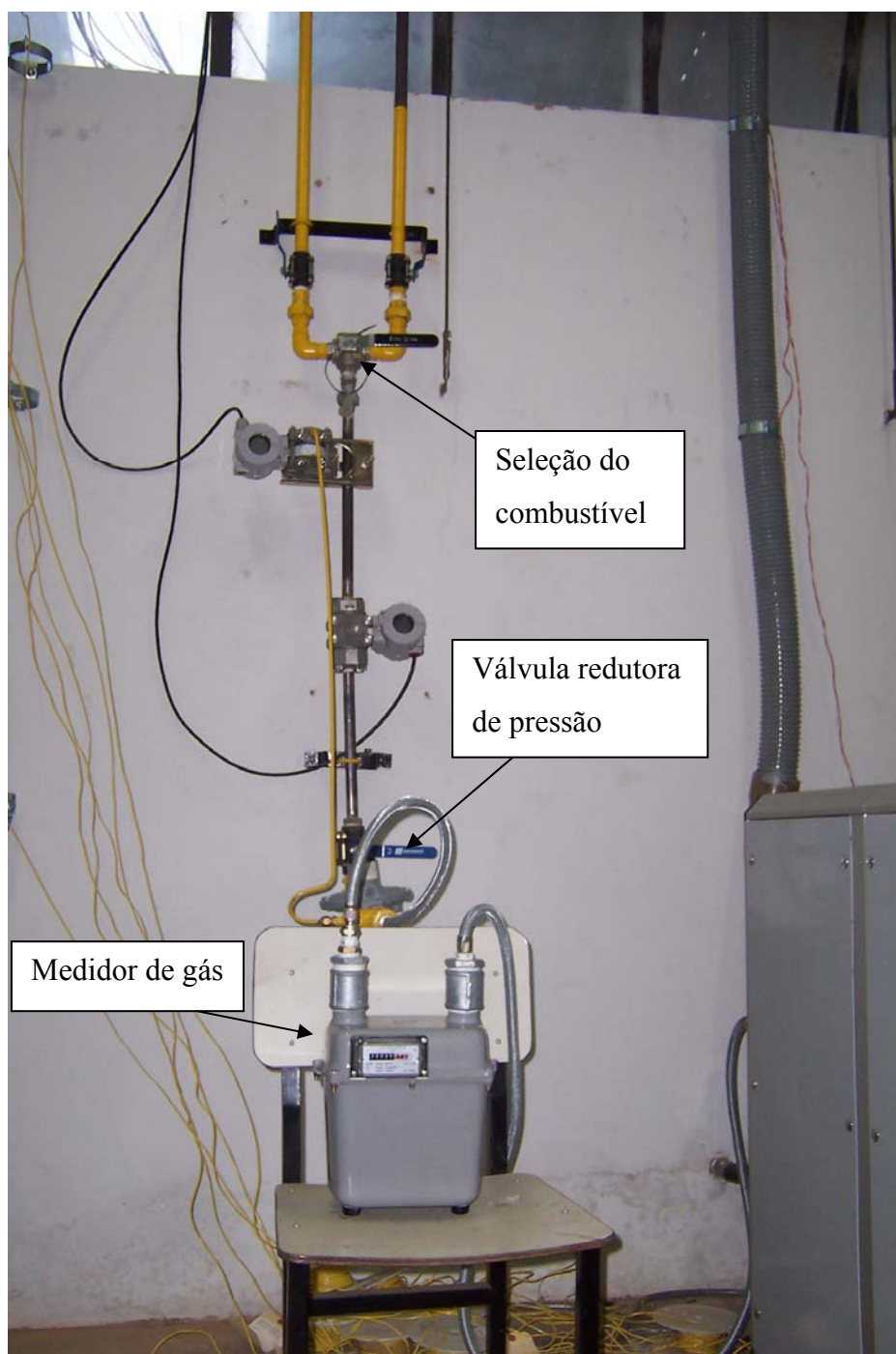


Figura 4-4 Seleção de combustível (GN e GLP), e contador volumétrico.

Na Figura 4-5 é apresentado um esquema da bancada de ensaios, com a instalação dos medidores citados.

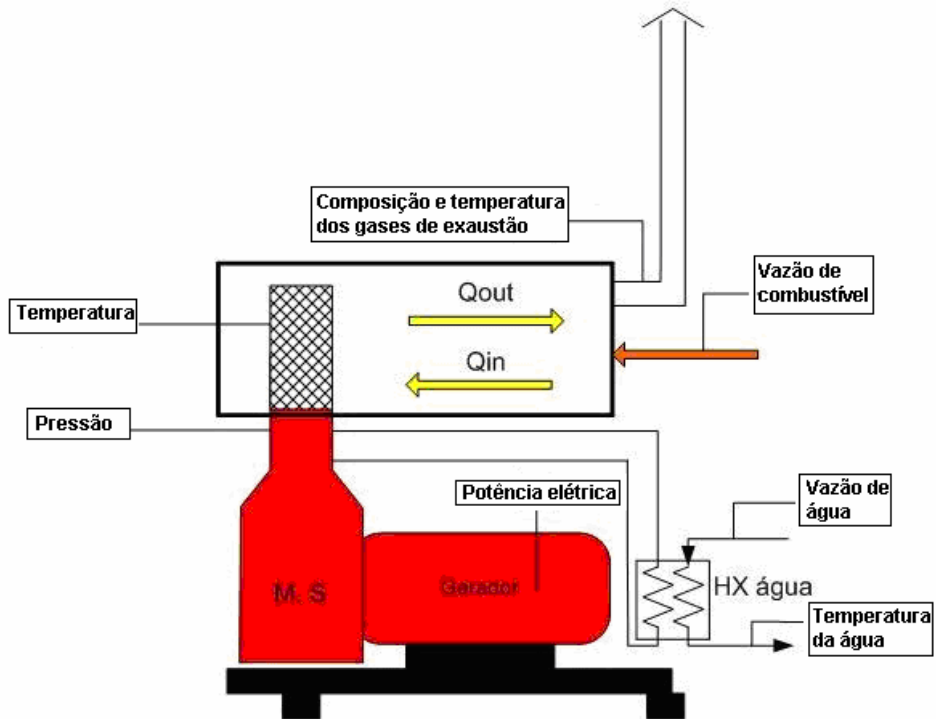


Figura 4-5 Esquema da bancada de ensaios.

Os demais dados coletados referentes ao motor Stirling: temperatura no trocador de calor de aquecimento, temperatura do fluxo de gases de combustão antes do trocador de calor de aquecimento e rotação foram obtidos por medidas diretas no visor do motor Solo, uma vez que este motor já apresenta de fábrica tais instrumentos de medição. (Figura 4-6).



Figura 4-6 Visor do motor Solo, registrando uma pressão de trabalho de 148 bar.

4.3 CHECK LIST PARA REALIZAÇÃO DOS EXPERIMENTOS

O objetivo do ensaio foi analisar o comportamento do motor Stirling Solo 161 em diferentes regimes de operação. Com isso foram definidos dois parâmetros de operação do motor a serem analisados, sendo eles: a pressão interna do fluido de trabalho do motor (pressão de operação do motor) e a vazão da água de resfriamento do motor.

Utilizou-se da metodologia de projeto e análise de experimentos, sendo selecionado um projeto fatorial com dois parâmetros, conforme mencionado. Para a pressão de operação do motor trabalhou-se com oito níveis: 70, 80, 90, 100, 110, 120, 130 e 140 bar. Para a vazão da água de resfriamento, trabalhou-se com três níveis, 800, 1200 e 1500L/h.

A partir destas definições, foram gerados vinte e quatro experimentos. As respostas selecionadas para análise (dados coletados durante o ensaio e calculados) foram: Potência elétrica, temperatura da água de resfriamento após o motor Stirling, consumo de combustível, eficiências elétrica e de cogeração, e análise dos gases provenientes da combustão.

A partir destes dados é possível analisar o desempenho do motor Stirling, quando se varia a pressão de operação e a vazão da água do circuito de resfriamento.

Um check list de partida do motor Stirling Solo foi preparado para o seu ensaio:

1. Alocação e verificação de todos os instrumentos de medida:
 - Verificar as indicações dos medidores internos do motor Solo no display do mesmo;
 - Verificar o medidor de vazão de gás;
 - Verificar o medidor de vazão de água de resfriamento do motor;
 - Instalar o termopar para medir a temperatura da água na saída do motor;
 - Instalar o analisador de gases de combustão na saída de exaustão do motor.
2. Acionar a bomba de água do circuito secundário de resfriamento do motor.
3. Selecionar o combustível e abrir a válvula do mesmo.
4. Verificar as condições aparentes do motor, e ligá-lo.
5. - Se a partida do motor ocorrer sem problemas, aguardar que a sua operação estabilize para uma pressão interna de 70bar e iniciar as medições.

- Se ocorrer alguma falha durante a partida do motor, observar o problema apresentado pelo seu display, resolvê-lo e fazer o procedimento de partida do motor novamente até que ele entre em operação.

6. Quando a operação do motor estiver estável, para 70bar de pressão interna, tomar as medidas:

Temperatura no aquecedor;

Vazão de combustível (consumo);

Vazão de água de resfriamento;

Temperatura da água de resfriamento na saída do motor;

Composição dos gases de exaustão;

Temperatura dos gases de exaustão;

Potência elétrica de saída do motor.

7. Terminadas as medições, aumentar a pressão interna do motor para o valor que se deseja, aguardar que o motor se estabilize nesta nova condição (aproximadamente 5 minutos) e fazer as medições do item 6 novamente.

8. Depois de realizadas as medições dos parâmetros avaliados com o motor a plena carga, retirar a carga do motor (pressão interna de trabalho) por etapas, decrescendo de 10 em 10bar de pressão e aguardar a estabilização da operação para cada condição, até que o motor esteja operando com 70bar de pressão.

* É recomendável trabalhar com uma pressão interna do motor de no máximo 140bar.

9. Com o motor a 70bar de pressão e funcionando estavelmente, desligá-lo. Ficar atento durante o desligamento para que não ocorra problemas, e verificar a pressão interna do motor quando este parar completamente.

10. Desligar a bomba de água do circuito secundário de resfriamento do motor.

11. Fechar a válvula do combustível.

Retirar os instrumentos de medição adicionados.

4.4 TEORIA DE SCHMIDT PARA MOTORES STIRLING

Gustav Schmidt desenvolveu a primeira análise teórica para motores Stirling em 1871. Esta se tornou uma análise clássica para o ciclo, sendo útil para gerar uma razoável aproximação para o desempenho do motor. Porém, por se tratar de uma análise teórica, são feitas algumas suposições e simplificações, sendo que na prática, o desempenho do motor é geralmente menor que 60% do desempenho predito pela teoria de Schmidt (Rogdakis, 2002).

Porém a teoria de Schmidt é muito utilizada, principalmente como uma etapa inicial para qualquer análise de motores Stirling.

A teoria de Schmidt é um dos métodos de cálculo isotérmico para motores Stirling. É o método mais simples e muito usado durante o desenvolvimento do motor. Esta teoria é baseada na expansão e compressão isotérmica de um gás ideal.

4.4.1 Considerações para a Teoria de Schmidt

O desempenho do motor pode ser calculado utilizando um diagrama P-V. O volume do motor é fácil de calcular utilizando as geometrias internas. Quando o volume, a massa do gás de trabalho, e a temperatura são escolhidos, a pressão é calculada pelo método do gás ideal apresentado na equação (4.1).

$$PV = mRT \quad (4-1)$$

A pressão do motor pode ser calculada com as seguintes considerações:

- (a) Não há perda de calor nas trocas de calor, e não há diferenças internas de pressão.
- (b) Os processos de expansão e compressão são isotérmicos.
- (c) O gás de trabalho é considerado como gás ideal.
- (d) A regeneração ocorre de forma perfeita, ou seja, não há perdas no regenerador.
- (e) O volume morto de expansão mantém a temperatura do gás na expansão - T_E , e o volume morto de compressão mantém a temperatura do gás na compressão - T_C durante o ciclo.
- (f) A temperatura do gás no regenerador é uma média da temperatura do gás na expansão - T_E e a temperatura do gás na compressão - T_C .
- (g) O volume de expansão - V_E e o volume de compressão - V_C variam conforme uma senoide.

A Tabela 4-2 apresenta os parâmetros usados na Teoria de Schmidt.

Tabela 4-2 Símbolos (Hirata, 1995).

Nome	Símbolo	Unidade
Pressão do motor	P	MPa
Volume percorrido pelo pistão de expansão ou de deslocamento (swept volume of expansion)	V_{SE}	m^3
Volume percorrido pelo pistão de compressão ou de potência (swept volume of compression)	V_{sc}	m^3
Volume morto do espaço de expansão	V_{DE}	m^3
Volume do regenerador	V_R	m^3
Volume morto do espaço de compressão	V_{DC}	m^3
Volume momentâneo do espaço de expansão	V_E	m^3
Volume momentâneo do espaço de compressão	V_C	m^3
Volume total momentâneo	V	m^3
Massa total do gás de trabalho	M	kg
Constante de gás	R	J/kgK
Temperatura do gás no espaço de expansão	T_E	K
Temperatura do gás no espaço de compressão	T_C	K
Temperatura do gás no Regenerador	T_R	K
Ângulo de fase	ΔX	°
Temperatura relativa	$t = \frac{T_C}{T_E}$	-
Volume percorrido relativo	$v = \frac{V_{SC}}{V_{SE}}$	-
Volume morto relativo	$X = V_D/V_{SE}$	-
Rotação do motor	N	Hz
Energia indicada de expansão	E_E	J
Energia indicada de compressão	E_C	J
Energia indicada	E_i	J
Potência indicada de expansão	P_E	W
Potência indicada de compressão	P_C	W
Potência indicada	P_i	W
Eficiência indicada	H	-

4.4.2 Motor Stirling tipo Alfa

A Figura 4-7 apresenta um esquema mostrando as principais variáveis de um modelo de calculo do motor Stirling tipo alfa.

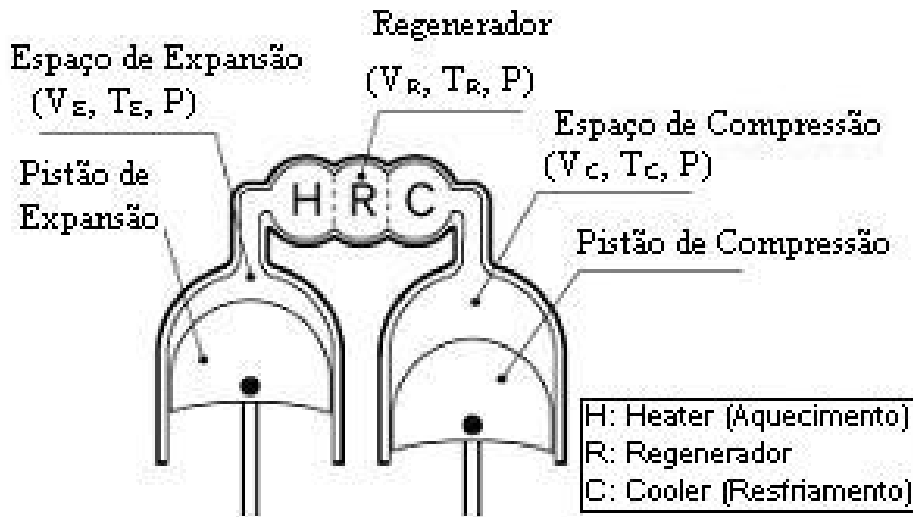


Figura 4-7 Esquema de um motor Stirling tipo Alfa (Hirata, 1995).

Primeiramente, determinam-se os volumes de expansão e de compressão para um certo ângulo de rotação do eixo do motor. O volume instantâneo é descrito por um angulo do eixo – x. Este ângulo do eixo é definido como $x = 0$ quando o pistão de expansão está localizado na posição superior (ponto morto superior). O volume de expansão instantâneo - V_E é descrito pela equação (4.2) em função do volume percorrido pelo pistão de expansão - V_{SE} , um volume morto de expansão - V_{DE} abaixo das condições assumidas (g).

$$V_E = \frac{V_{SE}}{2}(1 - \cos x) + V_{DE} \quad (4-2)$$

O volume de compressão instantâneo - V_C é calculado pela equação (4.3) em função do volume percorrido pelo pistão de compressão - V_{SC} , o volume morto de compressão - V_{DC} e um ângulo de fase – dx.

$$V_C = \frac{V_{SC}}{2}[1 - \cos(x - dx)] + V_{DC} \quad (4-3)$$

O volume total instantâneo é calculado pela equação (4.4).

$$V = V_E + V_R + V_C \quad (4-4)$$

Pelas suposições (a), (b) e (c), a massa total no motor - m é calculada usando a pressão do motor - P, cada temperatura - T, cada volume - V e a constante do gás - R.

$$m = \frac{PV_E}{RT_E} + \frac{PV_R}{RT_R} + \frac{PV_C}{RT_C} \quad (4-5)$$

A Temperatura relativa - t, o volume percorrido relativo - v e os volumes mortos relativos são encontradas usando as seguintes equações:

$$t = \frac{T_C}{T_E} \quad (4-6)$$

$$v = \frac{V_{SC}}{V_{SE}} \quad (4-7)$$

$$X_{DE} = \frac{V_{DE}}{V_{SE}} \quad (4-8)$$

$$X_{DC} = \frac{V_{DC}}{V_{SE}} \quad (4-9)$$

$$X_R = \frac{V_R}{V_{SE}} \quad (4-10)$$

A temperatura do regenerador - T_R é calculada pela equação (4.11), pelo uso da suposição (f).

$$T_R = \frac{T_E + T_C}{2} \quad (4-11)$$

Quando a equação (4.5) é modificada, usando as equações (4.6) e (4.11), a massa total de gases - m é descrita pela equação (4.12).

$$m = \frac{P}{R_x T_c} \left(t x V_E + \frac{2 x t x V_R}{1+t} + V_c \right) \quad (4-12)$$

A equação (4.12) é transformada na equação (4.13), usando as equações (4.2) e (4.3).

$$m = \frac{P V_{SE}}{2 R T_C} [S - B \cos(x - a)] \quad (4-13)$$

Agora;

$$a = t g^{-1} \frac{v \cdot \text{sendx}}{t + \cos dx} \quad (4-14)$$

$$S = t + 2t X_{DE} + \frac{4t X_R}{1+t} + v + 2X_{DC} \quad (4-15)$$

$$B = \sqrt{t^2 + 2tv \cos dx + v^2} \quad (4-16)$$

A pressão do motor - P é definida pela equação (4.17) usando a equação (4.13).

$$P = \frac{2mRT_C}{V_{SE} [S - B \cos(x - a)]} \quad (4-17)$$

A pressão média - P_{mean} pode ser calculada como se segue:

$$P_{med} = \frac{1}{2\pi} \oint P dx = \frac{2mRT_C}{V_{SE} \sqrt{S^2 - B^2}} \quad (4-18)$$

Sendo c definido por:

$$c = \frac{B}{S} \quad (4-19)$$

Como resultado, a pressão do motor - P, baseada na pressão média do motor - P_{med} é calculada pela equação (4.20).

$$P = \frac{P_{med} \sqrt{S^2 - B^2}}{S - B \cos(x - a)} = \frac{P_{med} \sqrt{1 - c^2}}{1 - c \cdot \cos(x - a)} \quad (4-20)$$

Em outro caso, quando $\cos(x-a)=-1$, a pressão do motor - P torna-se a pressão mínima - P_{min} , a próxima equação é introduzida.

$$P_{min} = \frac{2mRT_C}{V_{SE}(S + B)} \quad (4-21)$$

Conseqüentemente, a pressão do motor - P, baseada na pressão mínima - P_{min} é descrita pela equação (4.22).

$$P = \frac{P_{min}(S + B)}{S - B \cos(x - a)} = \frac{P_{min}(1 + c)}{1 - c \cdot \cos(x - a)} \quad (4-22)$$

Similarmente, quando $\cos(x-a) = 1$, a pressão do motor - P torna-se a máxima pressão - P_{max} . A equação (4.23) é introduzida.

$$P = \frac{P_{max}(S - B)}{S - B \cos(x - a)} = \frac{P_{max}(1 - c)}{1 - c \cdot \cos(x - a)} \quad (4-23)$$

O diagrama P-V do motor Stirling tipo Alfa pode ser construído a partir das equações descritas.

4.4.3 Motor Stirling tipo Beta

O desenvolvimento para as equações do motor Stirling tipo Beta é feito de forma semelhante ao do tipo Alfa. A Figura 4-8 apresenta um esquema mostrando as principais variáveis de um modelo de cálculo para o motor Stirling tipo Beta.

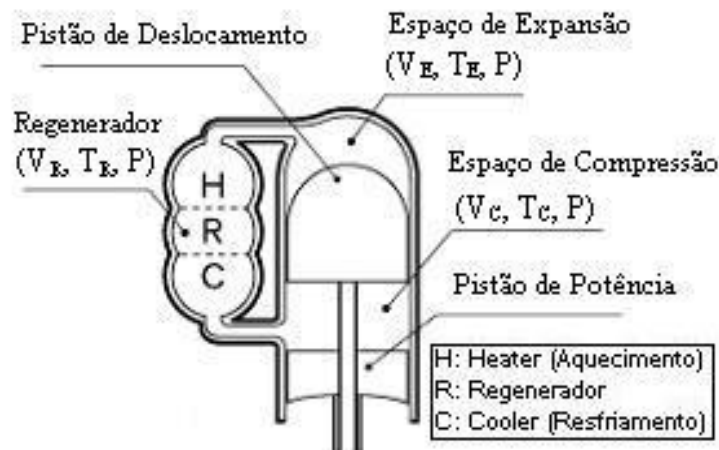


Figura 4-8 Esquema de um motor Stirling tipo Beta (Hirata, 1995).

O volume instantâneo de expansão - V_E e o instantâneo de compressão - V_C estão descritos nas equações seguintes, com um volume percorrido pelo pistão de deslocamento - V_{SE} , volume percorrido pelo pistão de potência - V_{SC} e um ângulo de fase - dx entre o pistão de deslocamento e o pistão de potência.

$$V_E = \frac{V_{SE}}{2}(1 - \cos x) + V_{DE} \quad (4-24)$$

$$V_C = \frac{V_{SE}}{2}(1 - \cos x) + \frac{V_{SC}}{2}[1 - \cos(x - dx)] + V_{DC} - V_B \quad (4-25)$$

No caso do motor Stirling tipo Beta, os pistões de deslocamento e de potência estão localizados no mesmo cilindro. Quando ambos pistões sobrepõem seus cursos, um espaço de trabalho efetivo é criado. O volume sobreposto - V_B na equação (4.25) pode ser calculado pela equação (4.26).

$$V_B = \frac{V_{SE} + V_{SC}}{2} - \sqrt{\frac{V_{SE}^2 + V_{SC}^2}{4} - \frac{V_{SE}V_{SC}}{2} \cos dx} \quad (4-26)$$

Então, o volume total instantâneo - V é calculado pela equação (4.27).

$$V = V_E + V_R + V_C \quad (4-27)$$

A pressão do motor - P baseada na pressão média - P_{med} na pressão mínima - P_{min} e na pressão máxima - P_{max} está descrita na seguinte equação, conforme a do motor Stirling tipo Alfa.

$$P = \frac{P_{med} \sqrt{1 - c^2}}{1 - c \cdot \cos(x - a)} = \frac{P_{min}(1 + c)}{1 - c \cdot \cos(x - a)} = \frac{P_{max}(1 - c)}{1 - c \cdot \cos(x - a)} \quad (4-28)$$

Diversas relações e coeficientes estão definidos a seguir.

$$t = \frac{T_C}{T_E} \quad (4-29)$$

$$v = \frac{V_{SC}}{V_{SE}} \quad (4-30)$$

$$X_B = \frac{V_B}{V_{SE}} \quad (4-31)$$

$$X_{DE} = \frac{V_{DE}}{V_{SE}} \quad (4-32)$$

$$X_{DC} = \frac{V_{DC}}{V_{SE}} \quad (4-33)$$

$$X_R = \frac{V_R}{V_{SE}} \quad (4-34)$$

$$a = \text{tg}^{-1} \frac{v \cdot \text{send}x}{t + \cos dx + 1} \quad (4-35)$$

$$S = t + 2tX_{DE} + \frac{4tX_R}{1+t} + v + 2X_{DC} + 1 - 2X_B \quad (4-36)$$

$$B = \sqrt{t^2 + 2(t-1)v \cos dx + v^2 - 2t + 1} \quad (4-37)$$

$$c = \frac{B}{S} \quad (4-38)$$

O diagrama P-V para o motor Stirling tipo Beta pode ser construído a partir das equações descritas.

4.4.4 Motor Stirling tipo Gama

A Figura 4-9 apresenta um esquema mostrando as principais variáveis de um modelo de cálculo para o motor Stirling tipo Gama.

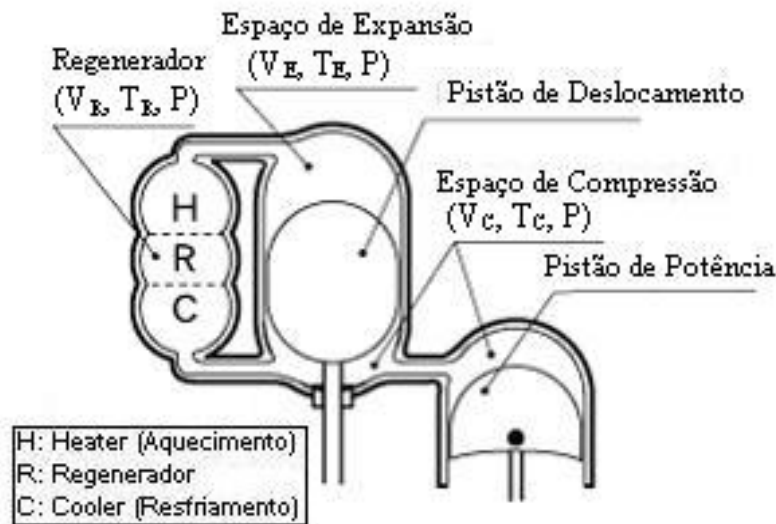


Figura 4-9 Esquema de um motor Stirling tipo Gama (Hirata, 1995).

O desenvolvimento das equações é feito de maneira similar ao dos motores tipo Alfa e Beta. O volume instantâneo de expansão - V_E e o volume instantâneo de compressão - V_C

estão descritos nas equações a seguir com um volume percorrido pelo pistão de deslocamento - V_{SE} , e pelo pistão de potência - V_{SC} e um ângulo de fase - dx entre o pistão de deslocamento e de potência.

$$V_E = \frac{V_{SE}}{2}(1 - \cos x) + V_{DE} \quad (4-39)$$

$$V_C = \frac{V_{SE}}{2}(1 - \cos x) + \frac{V_{SC}}{2}[1 - \cos(x - dx)] + V_{DC} \quad (4-40)$$

O volume total instantâneo - V é descrito na próxima equação.

$$V = V_E + V_R + V_C \quad (4-41)$$

A pressão do motor - P baseada na pressão média - P_{med} na pressão mínima - P_{min} e na pressão máxima - P_{max} está descrita na seguinte equação:

$$P = \frac{P_{med}\sqrt{1-c^2}}{1-c.\cos(x-a)} = \frac{P_{min}(1+c)}{1-c.\cos(x-a)} = \frac{P_{max}(1-c)}{1-c.\cos(x-a)} \quad (4-42)$$

Agora,

$$t = \frac{T_C}{T_E} \quad (4-43)$$

$$v = \frac{V_{SC}}{V_{SE}} \quad (4-44)$$

$$X_{DE} = \frac{V_{DE}}{V_{SE}} \quad (4-45)$$

$$X_{DC} = \frac{V_{DC}}{V_{SE}} \quad (4-46)$$

$$X_R = \frac{V_R}{V_{SE}} \quad (4-47)$$

$$a = tg^{-1} \frac{v \cdot \text{send}x}{t + \cos dx + 1} \quad (4-48)$$

$$S = t + 2tX_{DE} + \frac{4tX_R}{1+t} + v + 2X_{DC} + 1 \quad (4-49)$$

$$B = \sqrt{t^2 + 2(t-1)v \cos dx + v^2 - 2t + 1} \quad (4-50)$$

$$c = \frac{B}{S} \quad (4-51)$$

O diagrama P-V para o motor Stirling tipo Gama pode ser construído a partir das equações descritas.

4.4.5 Energia e Potência Indicada e Eficiência

A energia indicada (área do diagrama P-V) para a expansão e para a compressão pode ser calculada como uma solução analítica fazendo uso dos coeficientes encontrados acima. A energia indicada na expansão - E_E (J), baseada na pressão media - P_{med} , na pressão mínima - P_{min} e na pressão máxima - P_{max} é descrita pela equação (4.52).

$$E_E = \oint PdV_E = \frac{P_{med}V_{SE}\pi c \cdot \text{sena}}{1+\sqrt{1-c^2}} = \frac{P_{min}V_{SE}\pi c \cdot \text{sena}}{1+\sqrt{1-c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1+c}}{\sqrt{1-c}} = \frac{P_{max}V_{SE}\pi c \cdot \text{sena}}{1+\sqrt{1-c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1-c}}{\sqrt{1+c}} \quad (4-52)$$

A energia indicada de compressão - E_C (J) é descrita pela equação (4.53).

$$E_C = \oint PdV_C = -\frac{P_{med}V_{SE}\pi c t \cdot \text{sena}}{1+\sqrt{1-c^2}} = -\frac{P_{min}V_{SE}\pi c t \cdot \text{sena}}{1+\sqrt{1-c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1+c}}{\sqrt{1-c}} = -\frac{P_{max}V_{SE}\pi c t \cdot \text{sena}}{1+\sqrt{1-c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1-c}}{\sqrt{1+c}} \quad (4-53)$$

A energia indicada em um ciclo do motor - E_i (J) é apresentada na equação (4.54).

$$E_i = E_e + E_C = \frac{P_{med}V_{SE}\pi c(1-t)\text{sena}}{1+\sqrt{1-c^2}} = \frac{P_{min}V_{SE}\pi c(1-t)\text{sena}}{1+\sqrt{1-c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1+c}}{\sqrt{1-c}} = \frac{P_{max}V_{SE}\pi c(1-t)\text{sena}}{1+\sqrt{1-c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1-c}}{\sqrt{1+c}} \quad (4-54)$$

Relações entre P_{mean} , P_{min} e P_{max} são determinadas pelas próximas equações.

$$\frac{P_{\text{min}}}{P_{\text{med}}} = \sqrt{\frac{1-c}{1+c}} \quad (4-55)$$

$$\frac{P_{\text{max}}}{P_{\text{med}}} = \sqrt{\frac{1+c}{1-c}} \quad (4-56)$$

A potência indicada de expansão - $W_E(W)$, a potência indicada de compressão - $W_C(W)$ e a potência indicada do motor - $W_i(W)$ estão definidas nas equações seguintes, utilizando a rotação do motor, n (rps, Hz).

$$W_E = E_E n \quad (4-57)$$

$$W_C = E_C n \quad (4-58)$$

$$W_i = E_i n \quad (4-59)$$

A energia indicada de expansão - E_E descrita pela equação (4.52) significa o calor de entrada através da fonte de calor para o motor. A energia indicada de compressão - E_c descrita pela equação (4.53) significa a rejeição de calor do motor para o fluido de resfriamento (água ou ar). Então, a eficiência térmica do motor - η_t é calculada na próxima equação.

$$\eta_t = \frac{E_i}{E_E} = 1-t \quad (4-60)$$

Esta eficiência, igualmente a do ciclo de Carnot é a mais alta eficiência de um motor térmico.

4.5 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL (SOFTWARE PROSA)

PROSA (Programa de análise de segunda ordem) é um software de avaliação de máquinas baseado em um ciclo de gás regenerativo, e foi elaborado em 1998. Depois de um período de testes de 3 anos, foi feito um desenvolvimento e verificação dos resultados com relação às máquinas existentes, sendo a versão 2.0 do software liberada para comercialização. Posteriormente, vários novos desenvolvimentos e módulos foram implementados, e a versão do PROSA 2.3.2 está atualmente avaliada.

PROSA pode ser usado para avaliar motores Stirling em várias configurações. Máquinas do tipo Alfa, Beta e Gama, bem como na configuração Siemens. A aplicação varia entre: movimento primário, máquina de resfriamento e bomba de calor. Diferentes tipos de trocadores de calor, regeneradores e gás de trabalho podem ser escolhidos. Além disso, é possível a análise de ambos, máquina com eixo virabrequim e máquina de pistão livre. É incluída uma rotina de variação de parâmetros e uma de otimização, com o objetivo de projetar motores Stirling com um desempenho ótimo.

A idéia básica do PROSA foi desenvolver um software de fácil manuseio pelo usuário, com o objetivo de possibilitar que usuários pouco experientes aprendam a utilizar o software em pouco tempo. Entretanto, a precisão dos resultados é suficiente, sendo que correções posteriores podem ser evitadas. Adicionalmente, a estrutura do software é modular, com o objetivo de possibilitar a adição de elementos, como um novo trocador de calor, ou configurações do regenerador, ou outros ciclos termodinâmicos, sem maiores esforços (Thomas, 2003).

Para avaliar o ciclo termodinâmico, um modelo de segunda ordem foi implementado. Este modelo utiliza uma forma de solução, primeiramente obtida por Schmidt baseada em considerações isotérmicas. Assim, não são necessárias interação com o tempo ou ângulo do eixo. Para alcançar a precisão desejada, os resultados das soluções de Schmidt são corrigidos posteriormente com relação às principais perdas. Para isso, é necessário um procedimento de avaliação iterativo, desde que cada passo do processo de correção produz novas condições da análise do ciclo termodinâmico. Entretanto, a iteração pode ser feita em poucas etapas, devido a não haver maiores problemas com relação a convergência, oferecendo uma alta velocidade computacional.

Usando um modelo de 2ª ordem comum, o motor Stirling é dividido em 5 volumes: 2 cilindros, 2 trocadores de calor e regenerador (Figura 4-10). A temperatura média do gás de trabalho é considerada constante localmente nos cilindros e trocadores de calor. O perfil de

temperatura no regenerador é aproximado de uma função linear. Estas considerações geram desvios mínimos para os cilindros e trocadores de calor. Assim, não há a necessidade de incluir módulos adicionais para a separação em elementos finitos. Já o perfil de temperatura no regenerador difere significativamente em uma máquina real de uma função linear, sendo necessária uma análise mais detalhada. Por esta razão, o modelo do regenerador utilizado no PROSA consiste em 4 elementos finitos, como ilustrado na Figura 4-10. Este número de elementos promove uma boa relação entre o aumento da precisão dos resultados calculados e o aumento da complexidade do modelo, que demanda um grande tempo computacional.

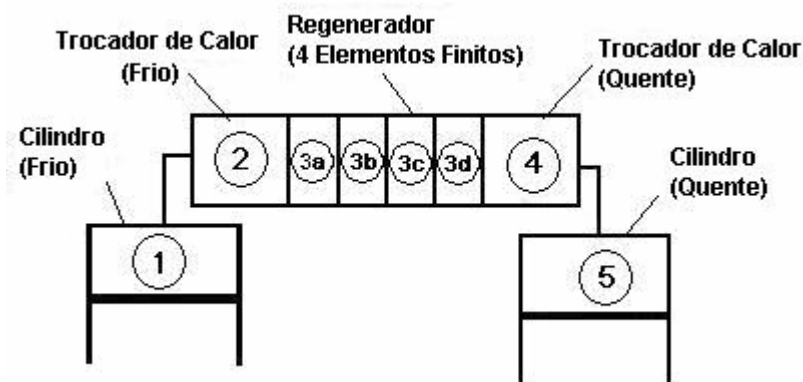


Figura 4-10 Separação do motor Stirling em diferentes volumes/elementos finitos empregados no software PROSA (Thomas, 2003).

Como já mencionado, um modelo de 2ª ordem incorpora uma análise de perdas após cada cálculo do ciclo termodinâmico. Os resultados finais dependem muito da precisão desta análise de perdas. Nos últimos anos grande esforço tem sido feito por pesquisadores no sentido de se obter soluções adequadas para os diferentes tipos de perdas ocorridas no motor Stirling. As perdas avaliadas pelo software PROSA são as seguintes:

- Perdas por transferência de calor nos trocadores de calor e nos cilindros;
- Perdas no Regenerador;
- Perdas por condução de calor ao longo do regenerador e dos cilindros para o cárter;
- Perdas nas conexões entre as partes do motor (appendix gap losses);
- Perdas adiabáticas (devido à transferência de calor periódica entre o gás e a superfície sem uma transferência de calor líquida, causada pela mudança de temperatura do gás de trabalho);

- Perdas por misturas, entre os trocadores de calor e os cilindros, causada por diferentes temperaturas do gás de trabalho;
- Perdas por queda de pressão (perda de carga), nos trocadores de calor e regenerador;
- Perdas por atrito nos selos dos pistões;
- Avaliação das mudanças de estado não isotérmico através da determinação do expoente politrópico para o ciclo termodinâmico e correção da variação da pressão isotérmica.

Devido a esta análise de perdas suplementar, as condições iniciais do ciclo termodinâmico relacionado com a temperatura do gás de trabalho, são afetadas, sendo necessário um procedimento iterativo. Matematicamente, esta iteração se faz por meio de um sistema não linear consistindo em um balanço de energia para cada volume e o balanço de energia mecânica usando a temperatura média do gás e rotação ou potência mecânica como variáveis de iteração. O sistema é resolvido pelo método de Newton com derivadas parciais das equações não lineares determinadas numericamente.

O modelo termodinâmico incorporado ao software PROSA é baseado em várias considerações, em parte devido ao modelo de 2ª ordem e às análises de perdas. Estas considerações são listadas a seguir:

- Fluido de trabalho considerado um gás ideal;
- Variação sinusoidal dos volumes dos cilindros;
- Temperatura do gás de trabalho constante nos trocadores de calor e cilindros;
- Distribuição de temperatura linear nos elementos do regenerador;
- Pressão constante (cálculo de perda de carga é feito apenas para avaliar perdas mecânicas);
- Rotação constante;
- Desconsideração de escape de gás (massa constante do gás de trabalho).

Três tipos de trocadores de calor (*tube bundle*, *fin type* e *annular gap*) e três tipos de regeneradores (*felt type*, *wire mesh* e *foil type*) estão implementados. Três tipos de gás de trabalho podem ser selecionados (hidrogênio, Hélio e ar). Suas propriedades são baseadas nas características do gás real. Mudanças de estado como parte da evolução do ciclo são calculadas utilizando a lei para gás ideal.

Em termos de rotinas de cálculo, o software PROSA oferece além da avaliação do ciclo, uma rotina de otimização e uma rotina de variação de parâmetros. A rotina de otimização é

baseada em uma extensão do método Simplex. Até dez variáveis podem ser selecionadas para otimização e quatro opções são fornecidas para o critério de otimização: eficiência, potência, eficiência mantendo um certo nível de potência, e potência mantendo um certo nível de eficiência. A rotina de variação é utilizada para variar um único parâmetro, podendo ser escolhidos até dez níveis para este parâmetro.

As Figuras (Figura 4-11, Figura 4-12 e Figura 4-13) apresentam algumas telas do software PROSA.

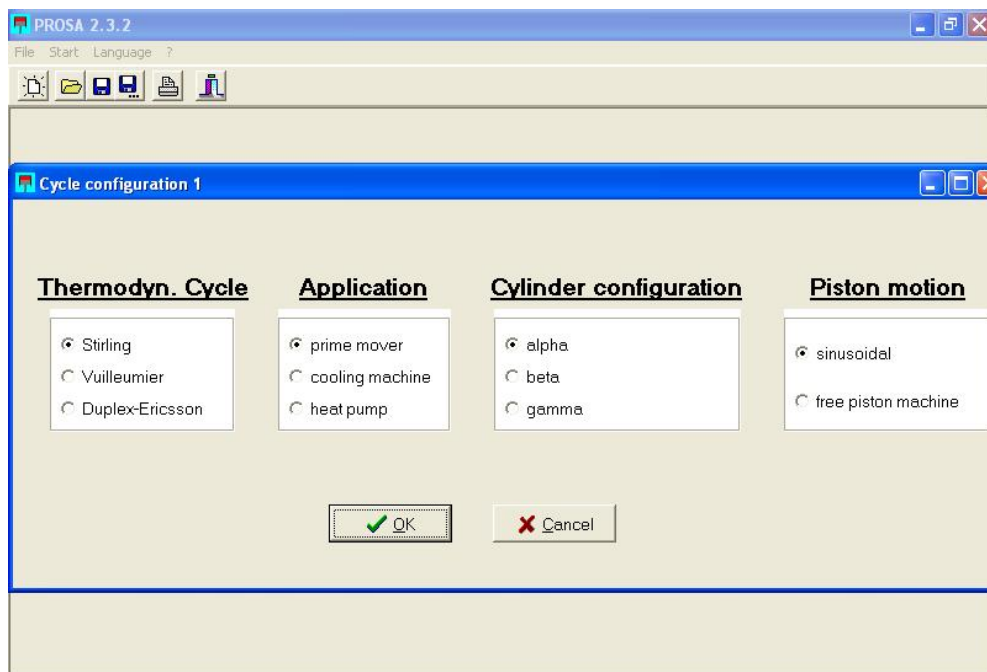


Figura 4-11 Software PROSA – tela de entrada de dados.

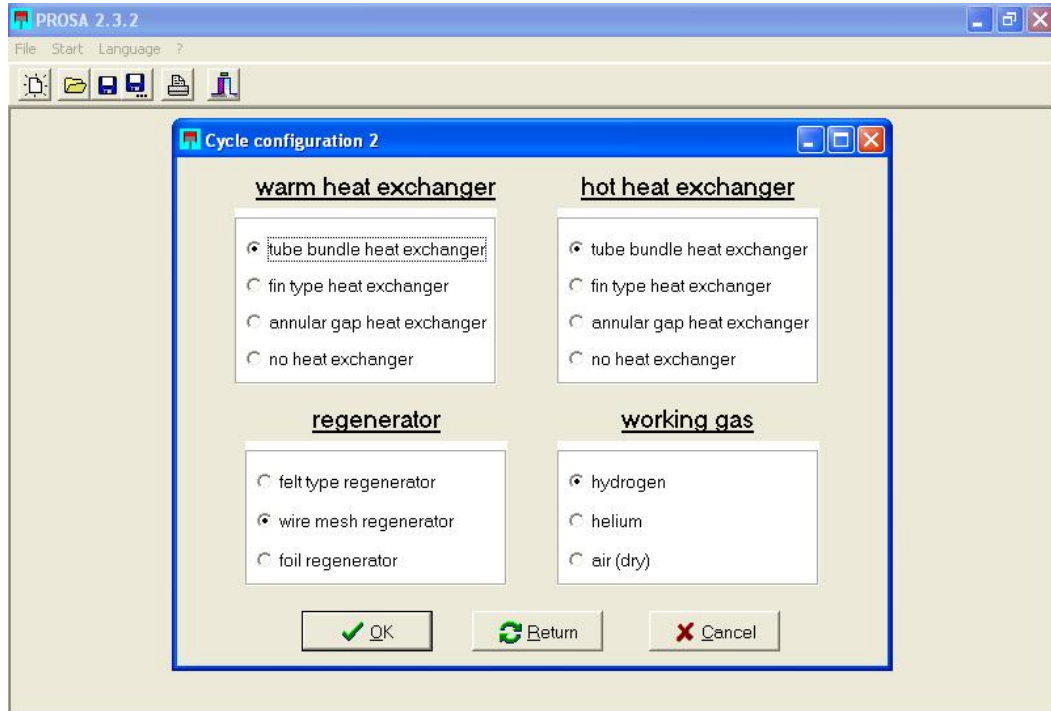


Figura 4-12 Software PROSA – entrada de dados.

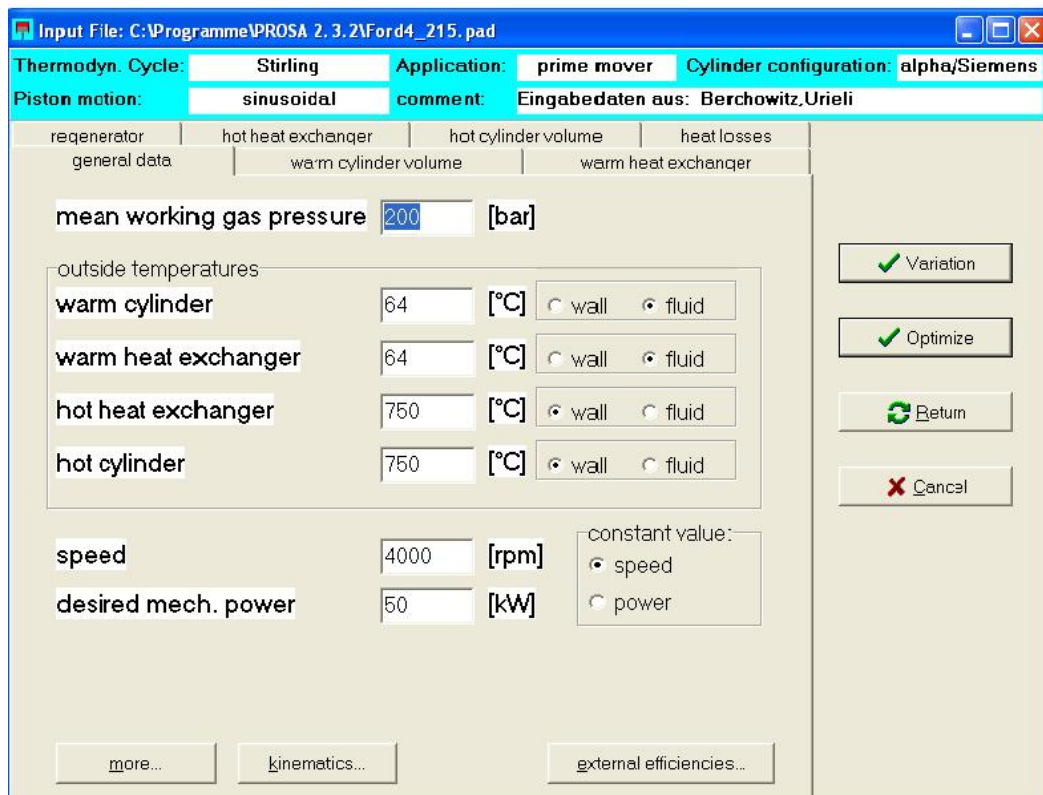


Figura 4-13 Software PROSA – entrada de dados.

Capítulo 5

RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 RESULTADOS DOS TESTES COM GLP

O motor Stirling Solo foi ensaiado no dia 09/08/2005 no Laboratório de Sistemas Avançados em Geração Distribuída da Universidade Federal de Itajubá, utilizando GLP como combustível. As condições ambientais eram: temperatura ambiente de 18,2°C e umidade relativa do ar de 67%.

A Tabela 5-1 apresenta os dados obtidos durante a realização do ensaio. Conforme mencionado no item 4.3, foram gerados 24 experimentos, variando-se a pressão em oito níveis e a vazão de água de resfriamento em 3 níveis.

O mecanismo para aumentar a carga no motor Solo é através do aumento de sua pressão interna. Portanto, já era esperado o aumento da potência gerada pelo motor com o aumento de sua pressão de trabalho. Também é observado um ligeiro acréscimo na potência do motor com o aumento da vazão da água de resfriamento. Isso ocorre, porque com uma maior vazão da água de resfriamento melhora-se a troca de calor ocorrida no circuito interno de refrigeração (parte fria do motor) aumentando-se a potência gerada.

Tabela 5-1 Dados referentes ao ensaio do motor Stirling Solo 161 funcionando com GLP.

Pressão interna do motor (bar)	H ₂ O - vazão (L/h)	Potência (kW)	T água resf. (°C)	T do trocador (°C) (*)	T flux (°C) (**)	Rotação (rpm)	Vazão de comb. (kg/h)
70	800	4,68	33,2	740	823	1812	2,048
70	1200	4,80	29,9	739	835	1812	2,048
70	1500	4,89	28,0	738	839	1812	2,016
80	800	5,34	36,0	740	850	1814	2,237
80	1200	5,57	30,0	740	846	1814	2,237
80	1500	5,82	29,0	740	854	1814	2,268
90	800	6,09	37,6	740	861	1817	2,476
90	1200	6,25	31,5	740	861	1819	2,520
90	1500	6,40	29,5	739	859	1819	2,489
100	800	6,81	39,0	740	871	1821	2,709
100	1200	7,00	32,2	738	870	1821	2,741
100	1500	7,10	29,5	739	871	1821	2,804
110	800	7,22	40,4	740	876	1819	2,945
110	1200	7,43	33,4	740	874	1821	3,008
110	1500	7,54	30,6	738	877	1821	2,993
120	800	7,68	42,1	739	878	1821	3,197
120	1200	7,92	35,0	740	883	1824	3,134
120	1500	8,11	31,5	740	882	1826	3,245
130	800	8,10	44,3	740	883	1826	3,402
130	1200	8,38	36,8	740	886	1826	3,449
130	1500	8,71	33,4	740	886	1826	3,497
140	800	8,42	47,2	739	892	1826	3,638
140	1200	8,72	38,6	740	892	1826	3,623
140	1500	9,07	34,6	740	891	1829	3,686

(*) Temperatura dos gases produtos da combustão, no trocador de calor de aquecimento.

(**) Temperatura dos gases produtos da combustão, antes do trocador de calor de aquecimento.

O gráfico apresentado na Figura 5-1 mostra a rampa de carga do motor, variando-se a sua pressão interna (70 a 140bar) para cada um dos três níveis de vazão de água de resfriamento (800, 1200 e 1500L/h). Neste gráfico pode-se observar a influencia da vazão de água na potência elétrica do motor. Como observado anteriormente, a pressão interna e a vazão da água de resfriamento estão relacionadas com a potência de saída do motor.

No gráfico apresentado na Figura 5-2 observa-se as principais influencias dos parâmetros pressão interna de trabalho e vazão de água de resfriamento na potência elétrica

do motor. Neste gráfico, quanto maior a inclinação da curva maior é a influencia na potência do motor. Nota-se uma grande inclinação da curva de pressão, e uma inclinação bastante inferior para a curva de vazão da água de resfriamento. Portanto é claramente observado que ambos os parâmetros (pressão e vazão de água) influenciam na potência do motor, porém a influencia da pressão é maior. Além disso, obteve-se que para 1% de variação da pressão do motor, a sua potência varia em média aproximadamente 0,83%, enquanto que com 1% de variação da vazão de água de resfriamento se obtém apenas aproximadamente 0,05% de variação de potência em media.

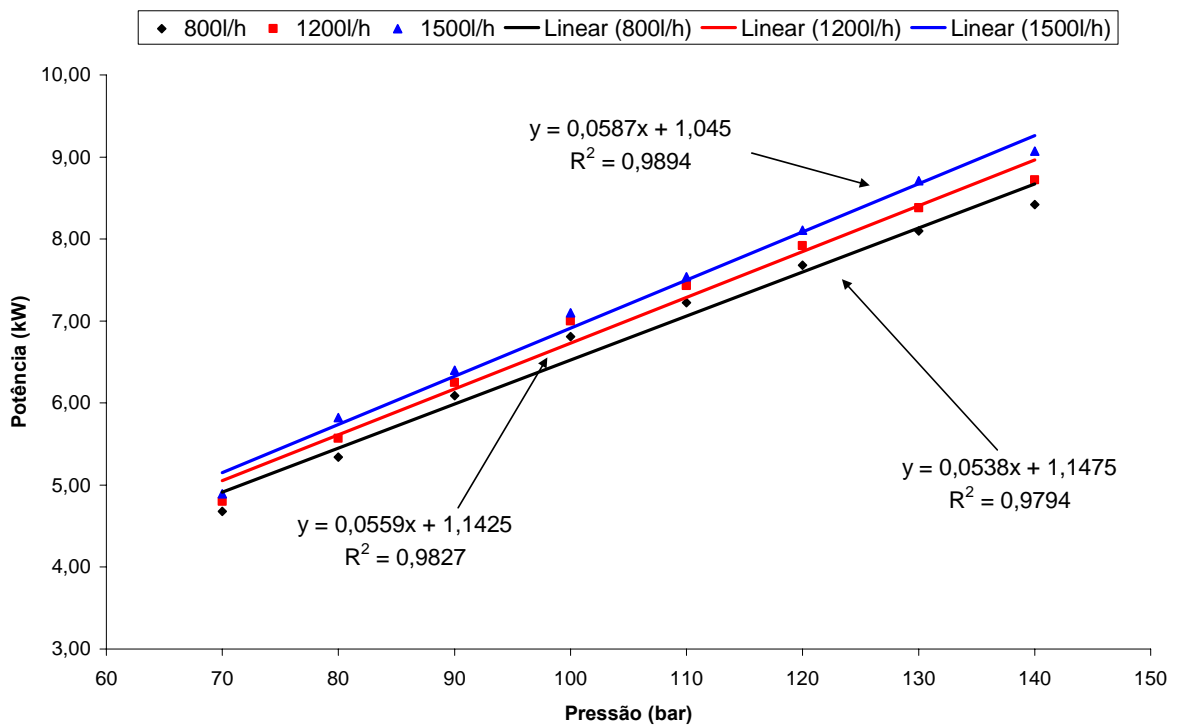


Figura 5-1 Rampa de carga do motor e influência da vazão da água de resfriamento na potência.

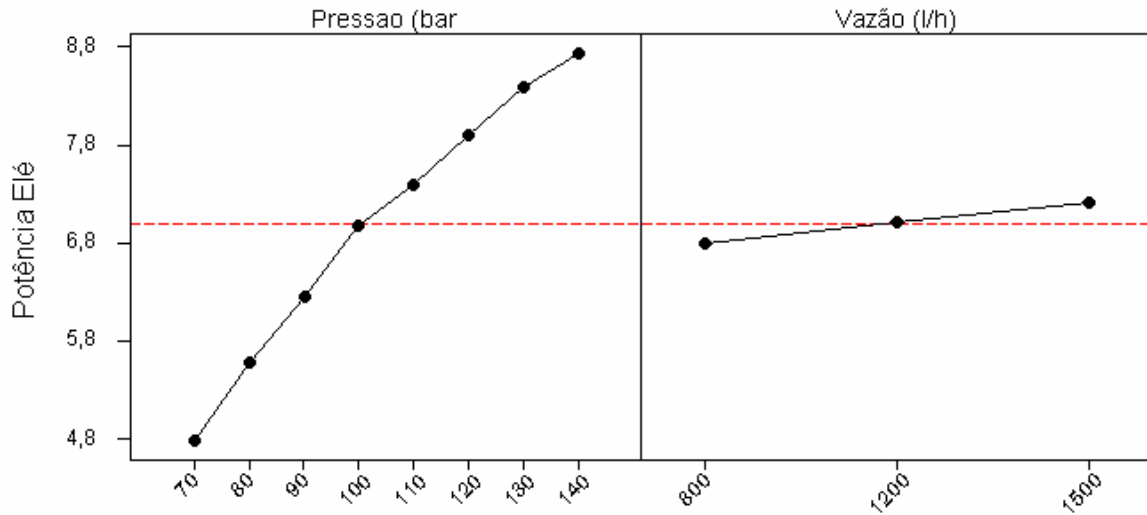


Figura 5-2 Efeito dos parâmetros pressão e vazão de água de resfriamento na potência de saída do motor.

Para calcular a eficiência do motor, utilizou-se de dois métodos: Cálculo da eficiência elétrica do motor e cálculo da eficiência de cogeração do motor. Para o primeiro caso, leva-se em conta apenas a potência elétrica gerada pelo motor, portanto:

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{\dot{m}_{comb} \cdot PCI} \tag{5-1}$$

Sendo:

η_{el} – Eficiência elétrica;

P_{el} – potência elétrica gerada pelo motor (kW);

\dot{m}_{comb} - Vazão mássica de combustível (kg/s);

PCI – Poder calorífico inferior do combustível (kJ/kg).

Para o cálculo da eficiência de cogeração, além da potência elétrica gerada pelo motor, leva-se em consideração o calor absorvido pela água de resfriamento do motor. Sendo assim:

$$\eta_{Cog} = \frac{P_{el} + \dot{m}_{agua}(h_2 - h_1)}{\dot{m}_{comb} \cdot PCI} \tag{5-2}$$

Sendo:

η_{cog} – Eficiência de cogeração;

P_{el} - Potência elétrica;

$\dot{m}_{\text{água}}$ - Vazão de água (kg/s);

h_2 – Entalpia da água após o trocador de calor de resfriamento;

h_1 – Entalpia da água antes do trocador de calor de resfriamento;

\dot{m}_{comb} - Vazão mássica de combustível (kg/s);

PCI – Poder Calorífico Inferior do Combustível (kJ/kg).

Também foi obtida a eficiência de cogeração levando-se em conta a segunda lei da termodinâmica. No caso da cogeração se torna interessante a obtenção da eficiência de segunda lei, pois as diferentes formas de energia (calor e potencia) são consideradas de uma forma mais compatível, utilizando o conceito de exergia.

Os valores para a eficiência de segunda lei para a cogeração devem ser inferiores aos obtidos anteriormente, levando em consideração apenas o conceito de conservação de energia. Isso ocorre por que quando se trabalha com exergia, a parcela referente ao aquecimento da água é pouco significativa em relação a parcela de exergia referente a potencia elétrica gerada. Sendo assim, a eficiência de segunda lei para a cogeração, no caso estudado se torna apenas um pouco superior a eficiência elétrica obtida anteriormente. A equação (5.3) foi utilizada para o cálculo da eficiência de cogeração de segunda lei.

$$\eta_{\text{cogII}} = \frac{P_{el} + \dot{m}_{\text{água}} [(h_2 - h_1) - T_0 (s_2 - s_1)]}{\phi \dot{m}_{\text{comb}} xPCI} \quad (5-3)$$

Segundo (Kotas, 1985) o coeficiente ϕ é utilizado para relacionar o PCI do combustível, com a sua exergia química. Desta forma obteve-se a exergia química do combustível para o cálculo da eficiência de segunda lei. Neste caso foi utilizado para o coeficiente ϕ o valor de 1,04. A outra parcela da equação 5-3 $T_0 (s_2 - s_1)$ refere a:

η_{cogII} – Eficiência de cogeração de segunda lei;

T_0 – Temperatura ambiente em K;

s_2 – Entropia da água após o trocador de calor de resfriamento;

s_1 – Entropia da água antes do trocador de calor de resfriamento;

Tabela 5-2 Dados de Eficiência elétrica e de cogeração para as diferentes condições de operação do motor utilizando GLP como combustível.

Pressão	H2O-vazão (L/h)	Potência (kW)	η_{el} (%)	η_{cog} (%)	η_{cogII} (%)	Consumo Específico (g/kWh)
70	800	4,68	17,825	46,839	18,14	437,500
70	1200	4,80	18,282	44,283	18,34	426,563
70	1500	4,89	18,916	39,128	18,71	412,270
80	800	5,34	18,620	54,241	19,26	418,820
80	1200	5,57	19,422	43,714	19,38	401,526
80	1500	5,82	20,012	43,967	19,89	389,691
90	800	6,09	19,182	56,041	19,94	406,552
90	1200	6,25	19,341	47,368	19,49	403,200
90	1500	6,40	20,056	44,617	19,98	388,828
100	800	6,81	19,604	57,034	20,45	397,797
100	1200	7,00	19,919	48,471	20,10	391,500
100	1500	7,10	19,750	41,551	19,61	394,859
110	800	7,22	19,117	56,987	20,08	407,929
110	1200	7,43	19,261	49,600	19,58	404,879
110	1500	7,54	19,649	45,069	19,65	396,883
120	800	7,68	18,732	57,465	19,85	416,309
120	1200	7,92	19,706	54,374	20,24	395,739
120	1500	8,11	19,493	46,706	19,61	400,062
130	800	8,10	18,568	59,651	19,93	420,000
130	1200	8,38	18,946	56,116	19,69	411,605
130	1500	8,71	19,426	52,055	19,82	401,435
140	800	8,42	18,048	62,232	19,77	432,096
140	1200	8,72	18,772	59,560	19,78	415,424
140	1500	9,07	19,192	54,564	19,73	406,340

Através das equações 5.1, 5.2 e 5.3, puderam-se obter os rendimentos elétricos e de cogeração (1ª e 2ª leis) para cada uma das vinte e quatro condições de operação utilizadas no motor Solo durante o ensaio. (Tabela 5-2).

Os gráficos apresentados nas Figuras (Figura 5-3, Figura 5-4, Figura 5-5) apresentam o efeito da variação da potência do motor sobre a eficiência elétrica e de cogeração, para vazões da água de resfriamento de 800, 1200, 1500L/h, respectivamente. O comportamento das curvas (eficiência elétrica e de cogeração) para os três gráficos foi bastante similar. Pode-se observar, para a eficiência elétrica, que há um ponto ótimo, próximo de 7,0kW de potência

elétrica do motor. Este comportamento foi muito semelhante comparado aos dados de operação fornecidos pelo fabricante. Para a eficiência de cogeração, os gráficos mostram que quanto maior a potência elétrica do motor maior é esta eficiência.

Fazendo uma análise dos três gráficos, observa-se que quanto maior a vazão da água de resfriamento, maior é a eficiência elétrica, porem a eficiência de cogeração decresce. No caso da eficiência elétrica, um maior fluxo de água de refrigeração do motor melhora a transferência de calor do trocador de calor de resfriamento, na sua parte fria, melhorando a eficiência elétrica. Com relação à eficiência de cogeração, um maior fluxo de água de resfriamento reduz a temperatura da água na saída do motor, prejudicando esta eficiência.

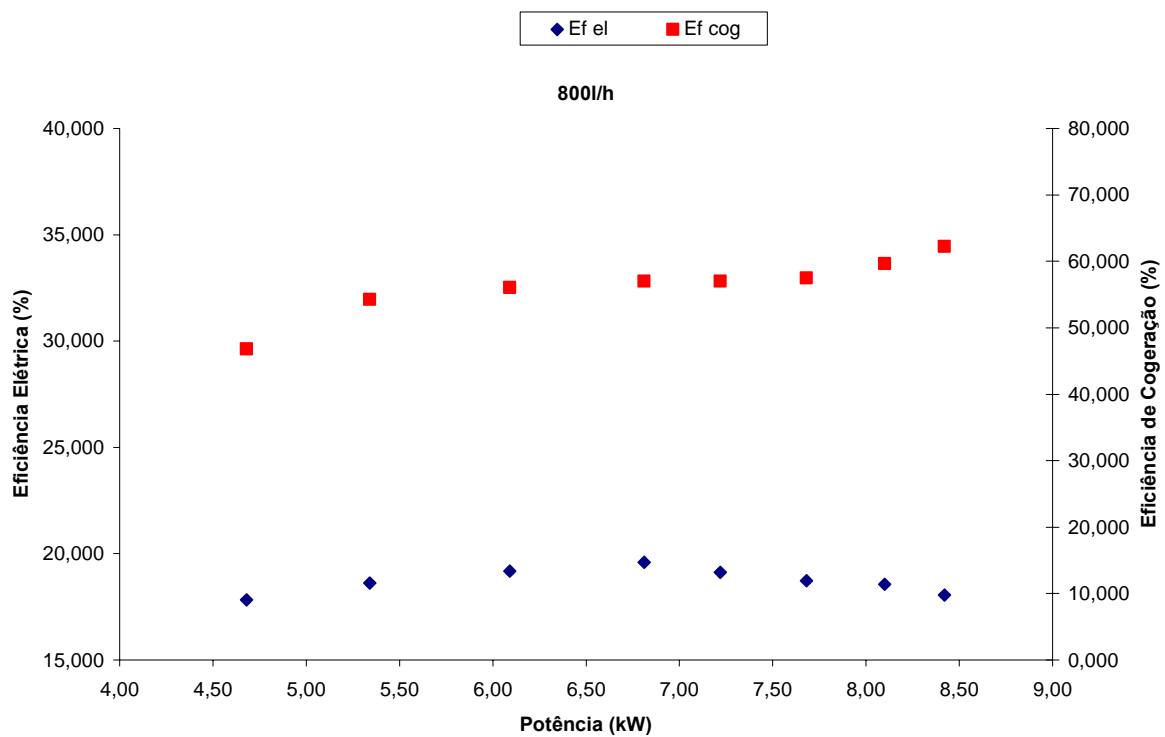


Figura 5-3 Potência elétrica x Eficiência elétrica/Eficiência de cogeração, para 800L/h de vazão de água de resfriamento do motor.

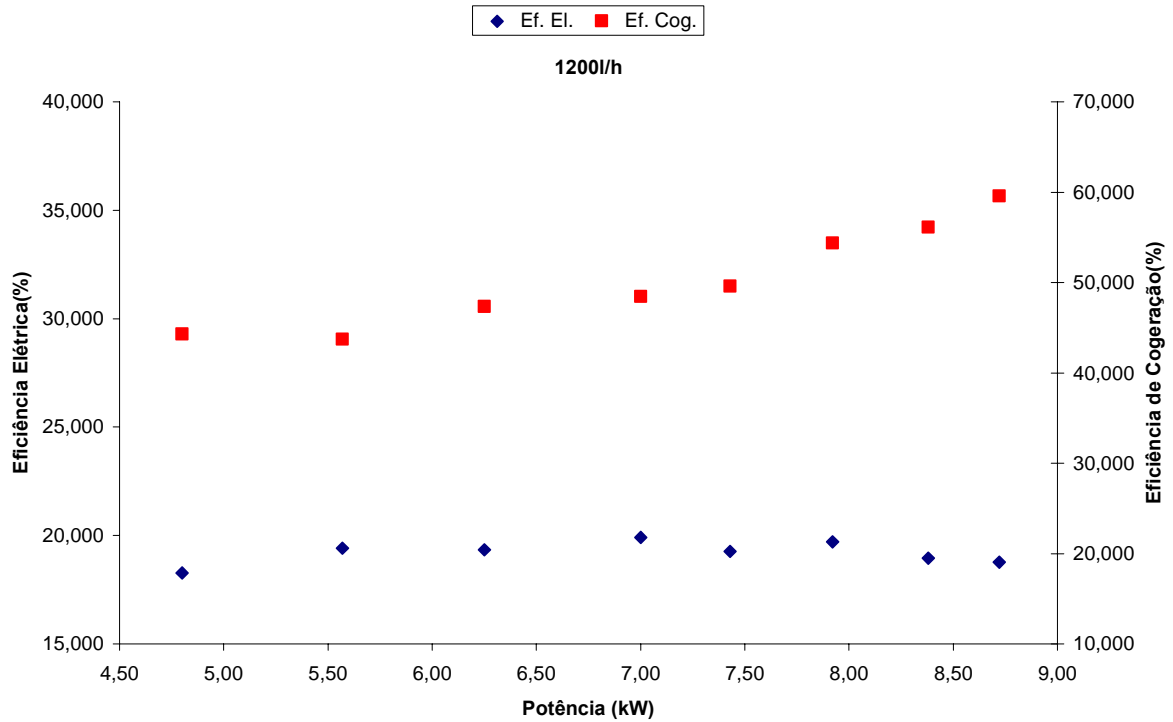


Figura 5-4 Potência elétrica x Eficiência elétrica/Eficiência de cogeração, para 1200L/h de vazão de água de resfriamento do motor.

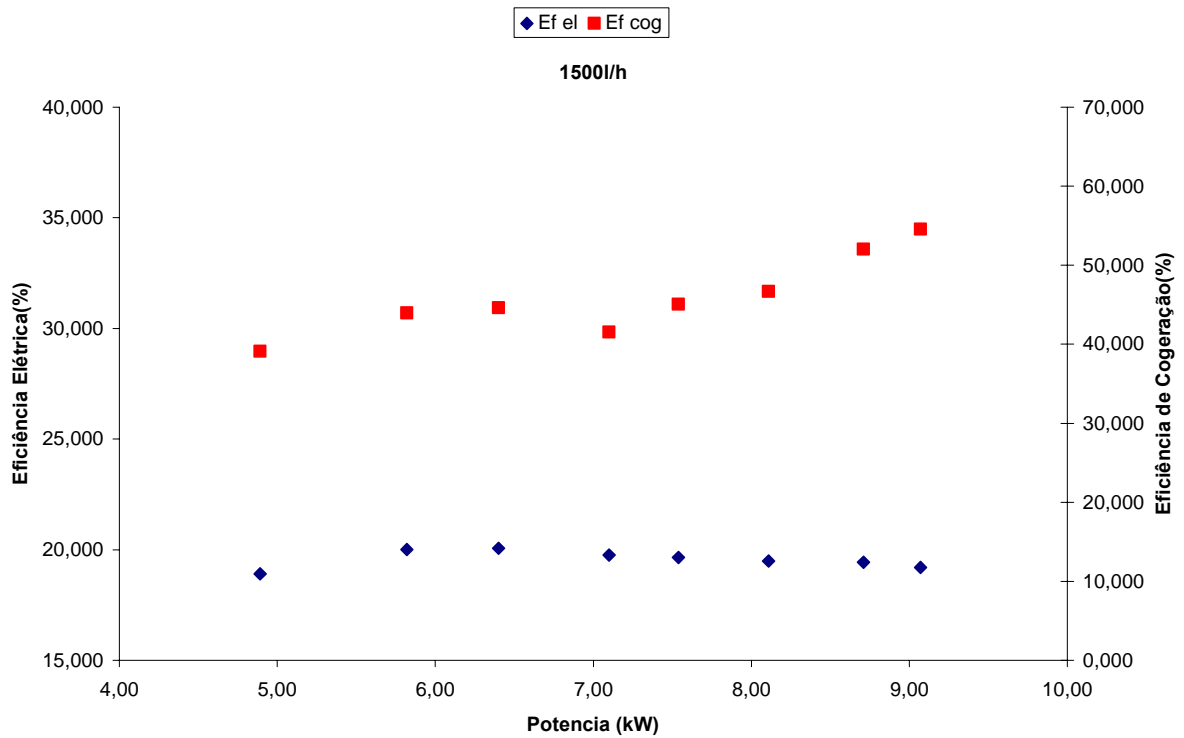


Figura 5-5 Potência elétrica x Eficiência elétrica/Eficiência de cogeração, para 1500L/h de vazão de água de resfriamento do motor.

O comportamento da eficiência elétrica do motor é bastante interessante. Não há uma grande variação de eficiência para a operação a carga parcial (50% de carga) até a carga nominal. Essa variação de eficiência foi muito pequena para os três casos (Figura 5-3, Figura 5-4, Figura 5-5). Esta é uma importante vantagem de motores Stirling quando comparado a outras tecnologias de geração.

A Figura 5-6 apresenta uma comparação com outras tecnologias, do comportamento da eficiência térmica a carga parcial (50% até a carga nominal). Observa-se que o comportamento do motor Stirling Solo, é similar a tecnologias mais eficientes, como os motores a Diesel de baixa rotação, apesar de sua eficiência ser inferior. Quando comparado às tecnologias de turbinas a gás (ciclo simples e combinado) e a turbinas a vapor, o comportamento da eficiência do motor Stirling Solo é melhor, ou seja, há uma menor variação de eficiência entre a carga parcial e nominal.

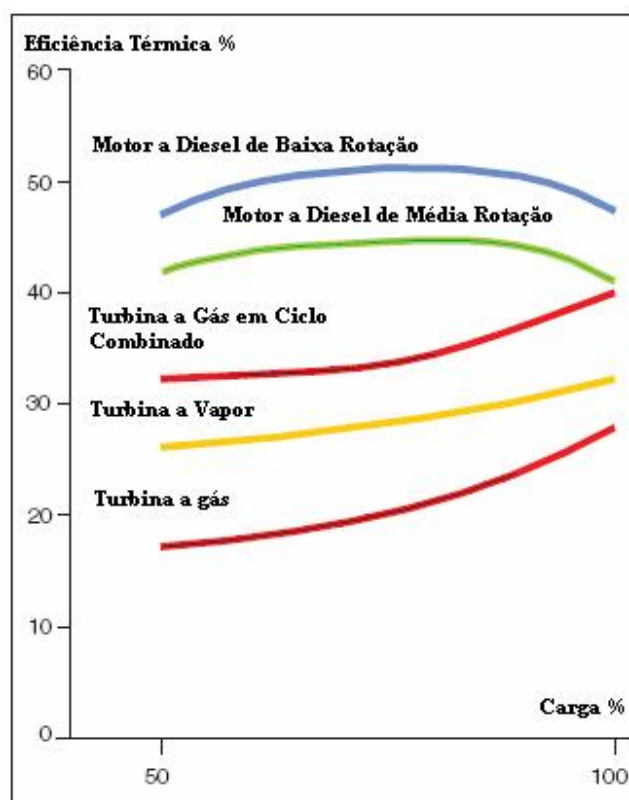


Figura 5-6 Eficiências típicas a carga parcial para diferentes máquinas primárias. (Grone et al., 1997)

Além da eficiência elétrica e de cogeração, também foi calculado o consumo específico do motor em g/kWh. A Figura 5-7 apresenta o comportamento do consumo específico do motor variando-se a vazão de água de resfriamento e a potência do motor. Observa-se que há

um ponto ótimo de consumo específico próximo de 7kW de potência elétrica para as três vazões de água de resfriamento. Neste caso, quanto maior o fluxo de água de resfriamento do motor menor é o seu consumo específico, ou seja, o motor necessita de uma menor quantidade de combustível para gerar determinada potência elétrica.

Também foi feita uma análise dos gases de combustão no motor Solo. Um resumo com a concentração dos principais gases emitidos pelo motor é apresentado na Tabela 5-3. O motor Solo tem válvulas que permitem ajustar o excesso de ar que se deseja trabalhar, podendo-se com isso reduzir a concentração de monóxido de carbono nos gases de exaustão, melhorando-se a eficiência da combustão.

Uma análise da incerteza de todos os valores lidos e calculados no item 5.1 é apresentada no Apêndice A.

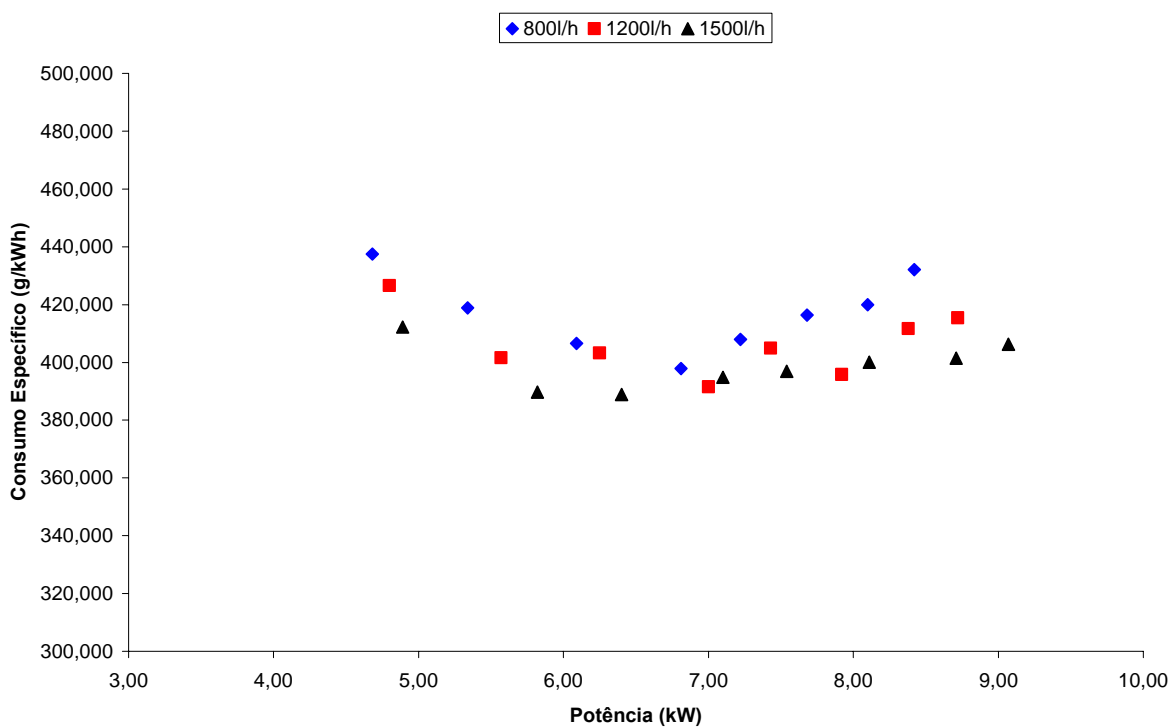


Figura 5-7 Potência elétrica x Consumo Específico.

Tabela 5-3 Composição dos gases de exaustão do motor solo operando com GLP.

Pressão (bar)	Vazão de água L/h	O ₂ %	CO ₂ %	CO ppm	λ	T _g °C	NO ppm	NO _x g/GJ	SO _x g/GJ	NO _x g/MWh	CO ₂ g/MWh
70	800	2,7	12,0	229	1,14	42,0	113	13,7	0	49,4	52513
70	1200	2,7	12,0	195	1,13	39,7	123	14,6	0	52,5	51200
70	1500	2,5	12,2	197	1,12	40,0	123	14,1	0	50,7	50297
80	800	2,1	12,4	268	1,10	50,3	123	14,3	0	51,5	51945
80	1200	2,3	12,3	232	1,11	46,8	129	14,4	0	51,8	49399
80	1500	2,0	12,5	262	1,10	45,0	123	13,3	0	47,9	48711
90	800	1,9	12,5	305	1,09	54,6	127	14,3	0	51,6	50821
90	1200	1,9	12,6	303	1,09	51,0	126	14,1	0	50,8	50803
90	1500	1,9	12,6	304	1,09	49,5	124	13,4	0	48,2	49002
100	800	2,0	12,5	268	1,10	55,8	122	13,9	0	48,5	49725
100	1200	1,9	12,6	287	1,09	51,6	122	13,6	0	47,8	49338
100	1500	1,9	12,6	271	1,09	50,1	121	13,5	0	47,8	49761
110	800	2,0	12,5	264	1,10	59,6	122	14,1	0	49,8	50987
110	1200	2,1	12,4	232	1,10	55,9	131	14,8	0	53,0	50201
110	1500	2,1	12,4	231	1,11	54,8	131	14,6	0	52,0	49222
120	800	2,5	12,2	215	1,12	65,3	139	16,4	0	57,9	50786
120	1200	2,4	12,2	217	1,12	61,8	142	15,8	0	56,2	48276
120	1500	2,4	12,2	217	1,12	60,2	140	15,8	0	56,0	48815
130	800	2,6	12,1	211	1,13	72,6	142	16,7	0	59,6	50820
130	1200	2,6	12,1	212	1,13	67,5	142	16,3	0	58,4	49801
130	1500	2,7	12,0	206	1,14	65,5	141	15,8	0	56,6	48179
140	800	2,7	12,0	206	1,14	76,2	145	17,5	0	62,6	51848
140	1200	2,7	12,0	215	1,14	72,6	144	16,7	0	59,8	49858
140	1500	2,7	12,0	212	1,14	68,8	143	16,3	0	58,1	48767

A título de comparação, a Tabela 5-4 apresenta padrões de emissões vigentes para termelétricas na Áustria, Japão e USA. Para o caso do Brasil não se tem um padrão de emissão estabelecido para NO_x, por isso recorreu a dados de padrões internacionais. Pode-se

notar os baixos níveis de emissão pelo motor Stirling Solo 161 comparado aos padrões de emissões destes países.

A Tabela 5-5 apresenta dados referentes a emissão de NO_x e CO_2 para diferentes tecnologias de geração em g/MWh. Pode-se observar que para o motor Stirling Solo, utilizando GLP como combustível, a sua emissão de NO_x durante os testes ficou em uma média de aproximadamente 55g/MWh para as diferentes condições de operação avaliadas. Observando-se a Tabela 5-5 o motor Stirling Solo apresentou uma emissão de NO_x superior apenas às células a combustível e a turbinas a gás grandes em ciclo combinado. As demais tecnologias apresentam emissões de NO_x superiores ao motor Stirling Solo.

Com relação à emissão de CO_2 , o motor Solo utilizando GLP como combustível, emitiu em média 50000g/MWh durante os testes realizados. Este valor para o motor Solo está abaixo das demais tecnologias apresentadas na Tabela 5-5.

Tabela 5-4 Padrões de emissões vigentes para termelétricas na Áustria, Japão (Kucowski et al, 1997) e EUA (EPA, 1995).

País	Combustível	Novas Unidades		Unidades Existentes	
		SO_x	NO_x	SO_x	NO_x
		g/GJ	g/GJ	g/GJ	g/GJ
Áustria	Sólido	85	85	85	85
	Líquido	75	55	75	55
	Gasoso	-	45	-	45
Japão	Sólido	95	175	240	85 – 170
	Líquido	80	100	240	50 – 65
	Gasoso	65	35	240	20 – 40
EUA	Sólido	-	260	-	-
	Líquido	86	130	-	-
	Gasoso	86	86	-	-

Tabela 5-5 Fatores de Emissão de NO_x e CO₂ para diferentes tecnologias de geração. (Weston et al, 2001).

	Eficiência %(PCS)	Capacidade Típica (kW)	NO_x (g/MWh)	CO₂ (g/MWh)
Célula combustível de óxido sólido	42	25	4,54	430912,78
Célula combustível de ácido fosfórico	37	200	13,61	488972,61
MCI a gás queima pobre ('lean burn') sem controle	36	1000	94,58	502580,38
MCI a gás queima rica ('rich burn') com catalisador de 3 vias	29	1000	226,80	624143,14
MCI Diesel sem controle	38	1000	9888,31	649544,32
MCI Diesel com redução seletiva catalítica	38	1000	2131,88	649544,32
Micro turbina	25	25	199,58	723933,47
Turbinas a gás pequenas	27	4600	521,63	677667,05
Turbinas a gás médias	30	12900	276,69	601917,11
Turbinas a gás grandes – ciclo combinado	51	500000	27,22	351987,70
Turbinas a gás grandes	31	70140	267,62	581051,86
Turbina a gás ciclo simples – sistemas avançados	35	4200	145,15	523445,63
1998 Average Coal Boiler	33	300000	2540,12	959347,93
1998 Average Fossil	33	300000	2295,18	921246,16
1998 Average PowerGen	47	300000	1555,82	638658,10

5.2 RESULTADOS DOS TESTES COM GÁS NATURAL

O motor Stirling Solo foi ensaiado no dia 10/08/2005 no Laboratório de Sistemas Avançados em Geração Distribuída da Universidade Federal de Itajubá, utilizando Gás Natural como combustível. As condições ambientais eram: temperatura ambiente de 19,5°C e umidade relativa do ar de 65%.

A Tabela 5-6 apresenta os dados obtidos durante a realização do ensaio. O ensaio foi planejado da mesma forma que os testes realizados utilizando GLP como combustível, sendo realizados, portanto, vinte e quatro experimentos.

O gráfico apresentado na Figura 5-8 mostra a rampa de carga do motor, variando-se a sua pressão interna (70 a 140bar) para cada um dos três níveis de vazão de água de resfriamento (800, 1200 e 1500L/h). Neste gráfico pode-se observar a influencia da vazão de água na potência elétrica do motor.

No gráfico apresentado na Figura 5-9 observam-se as principais influencias dos parâmetros pressão interna de trabalho e vazão de água de resfriamento na potência elétrica do motor. Semelhante à operação do motor com GLP, usando-se gás natural como combustível, ambos os parâmetros (pressão e vazão de água) influenciam na potência do motor, porém a influencia da pressão é maior. Obteve-se que para 1% de variação da pressão do motor, a sua potência varia em média aproximadamente 0,99%, enquanto que com 1% de variação da vazão de água de resfriamento se obtém apenas aproximadamente 0,083% de variação de potência em media.

Tabela 5-6 Dados referentes ao ensaio do motor Stirling Solo 161 funcionando com GN.

Pressão (bar)	H ₂ O -vazão (L/h)	Potência (kW)	T água resf. (°C)	T do trocador (°C)	T flux (°C) (*)	Rotação (rpm)	Vazão de comb. (m ³ /h)
70	800	4,23	34,0	741	831	1812	2,310
70	1200	4,35	30,5	740	832	1812	2,310
70	1500	4,57	29,0	740	831	1814	2,348
80	800	4,94	36,9	739	839	1814	2,595
80	1200	5,13	31,5	739	839	1817	2,640
80	1500	5,17	30,0	739	838	1817	2,610
90	800	5,51	38,0	739	848	1817	2,873
90	1200	5,87	32,3	740	846	1817	2,918
90	1500	5,97	30,6	740	850	1817	2,888
100	800	6,00	39,9	740	856	1817	3,120
100	1200	6,37	33,5	739	856	1817	3,180
100	1500	6,46	31,0	739	857	1819	3,180
110	800	6,49	41,6	740	860	1817	3,390
110	1200	6,90	34,3	739	863	1821	3,495
110	1500	7,10	32,1	739	863	1821	3,480
120	800	7,14	43,2	739	869	1821	3,645
120	1200	7,56	36,1	739	868	1826	3,795
120	1500	7,73	33,0	740	869	1824	3,750
130	800	7,72	45,2	740	873	1821	3,960
130	1200	8,16	38,1	740	875	1824	4,065
130	1500	8,35	34,7	740	876	1824	4,035
140	800	8,30	49,0	740	878	1824	4,230
140	1200	8,66	39,6	739	880	1826	4,290
140	1500	8,76	36,2	740	879	1824	4,275

(*) Temperatura dos gases produtos da combustão, antes do trocador de calor de aquecimento.

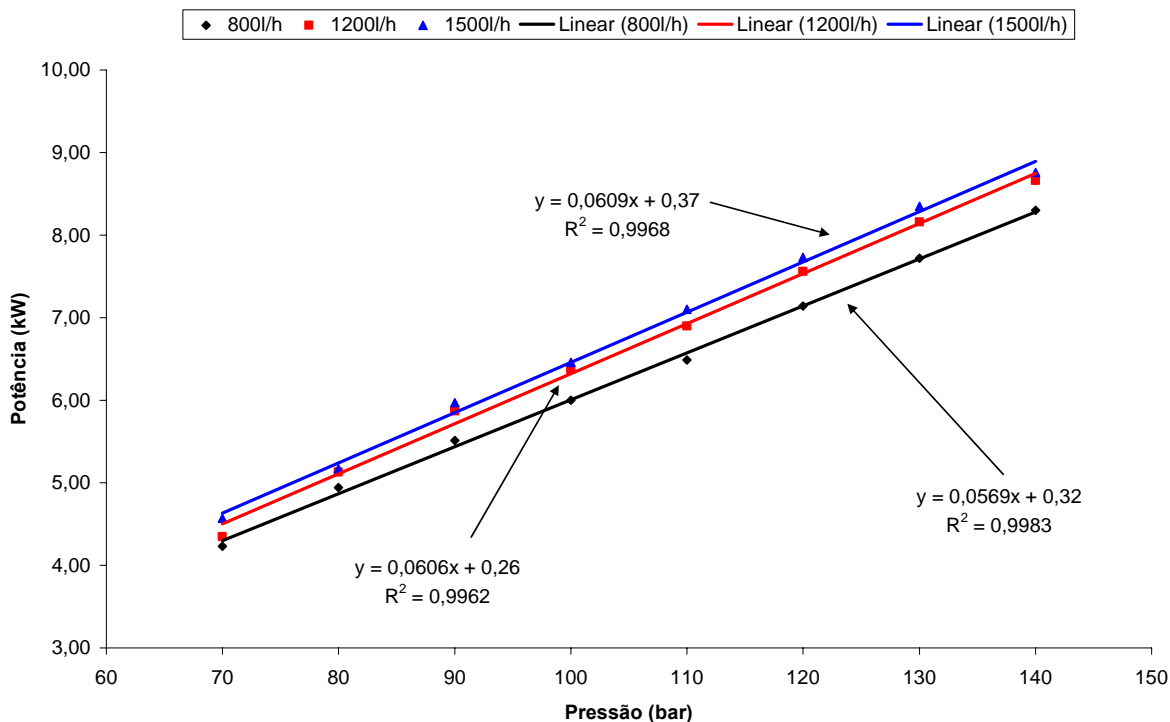


Figura 5-8 Rampa de carga do motor e influência da vazão da água de resfriamento na potência.

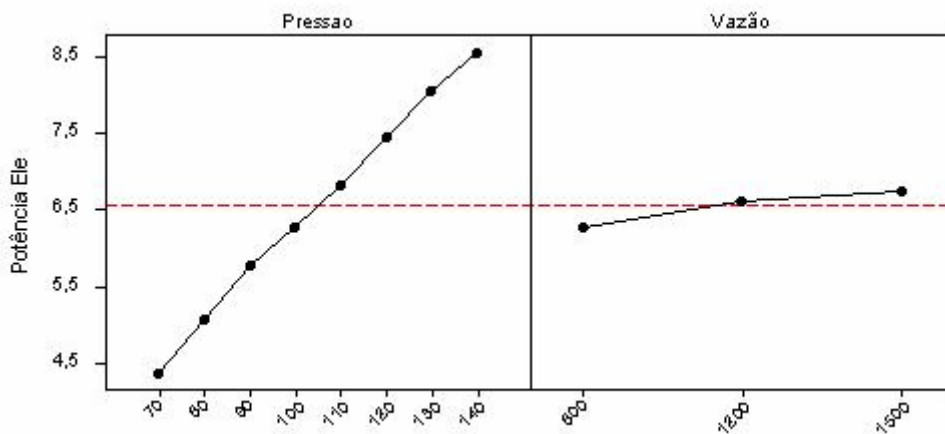


Figura 5-9 Efeito dos parâmetros pressão e vazão de água de resfriamento na potência de saída do motor.

A eficiência elétrica e de cogeração (1ª e 2ª leis), para o motor operando com gás natural, foram calculadas utilizando-se as equações (5.1, 5.2 e 5.3). Os resultados estão apresentados na Tabela 5-7.

O comportamento da eficiência de cogeração fica bastante próximo ao da eficiência elétrica, devido a baixa parcela de exergia fornecido pelo aquecimento de água, o que não aparece no cálculo da eficiência de cogeração quando leva-se em conta apenas a conservação da energia. Os valores para este último caso são muito superiores, chegando a 60%.

Tabela 5-7 Dados de Eficiência elétrica e de cogeração para as diferentes condições de operação do motor utilizando GN como combustível.

Pressão	H ₂ O-vazão (L/h)	Potência (kW)	η_{el} (%)	η_{cog} (%)	η_{cogII} (%)	Consumo Específico (g/kWh)
70	800	4,23	16,817	50,053	17,2	382,270
70	1200	4,35	17,294	47,760	17,5	371,724
70	1500	4,57	17,878	45,133	17,9	359,573
80	800	4,94	17,483	56,592	18,4	367,713
80	1200	5,13	17,846	49,351	18,2	360,234
80	1500	5,17	18,191	48,833	18,4	353,385
90	800	5,51	17,616	56,216	18,5	364,927
90	1200	5,87	18,478	50,491	18,8	347,913
90	1500	5,97	18,988	50,011	19,2	338,568
100	800	6,00	17,661	58,392	18,8	364,000
100	1200	6,37	18,396	60,647	26,6	349,451
100	1500	6,46	18,656	48,835	18,9	344,582
110	800	6,49	17,582	59,343	18,8	365,639
110	1200	6,90	18,131	54,375	18,8	354,565
110	1500	7,10	18,737	51,372	19,1	343,099
120	800	7,14	17,989	60,569	19,4	357,353
120	1200	7,56	18,295	55,715	19,0	351,389
120	1500	7,73	18,931	53,053	19,4	339,586
130	800	7,72	17,904	61,405	19,5	359,067
130	1200	8,16	18,435	59,666	19,5	348,713
130	1500	8,35	19,005	57,450	19,7	338,263
140	800	8,30	18,020	66,406	20,1	356,747
140	1200	8,66	18,539	62,074	19,7	346,767
140	1500	8,76	18,818	60,718	19,7	341,610

Os gráficos apresentados nas Figuras (Figura 5-10, Figura 5-11 e Figura 5-12) apresentam o efeito da variação da potência do motor nas eficiências elétrica e de cogeração, para as vazões da água de resfriamento de 800, 1200, 1500 L/h, respectivamente. O comportamento das curvas (eficiência elétrica e de cogeração) para os três gráficos foi

bastante similar. Pode-se observar, para a eficiência elétrica, que há um ponto ótimo, próximo de 7,5kW de potência elétrica do motor. Este comportamento foi muito semelhante comparado aos dados de operação fornecidos pelo fabricante. Para a eficiência de cogeração, os gráficos mostram que quanto maior a potência elétrica do motor maior é esta eficiência.

Fazendo uma análise dos três gráficos, observa-se que quanto maior a vazão da água de resfriamento, maior é a eficiência elétrica, porem a eficiência de cogeração decresce. No caso da eficiência elétrica, um maior fluxo de água de refrigeração do motor melhora a transferência de calor do trocador de calor de resfriamento, na sua parte fria, melhorando a eficiência elétrica. Com relação à eficiência de cogeração, um maior fluxo de água de resfriamento reduz a temperatura da água na saída do motor, prejudicando esta eficiência.

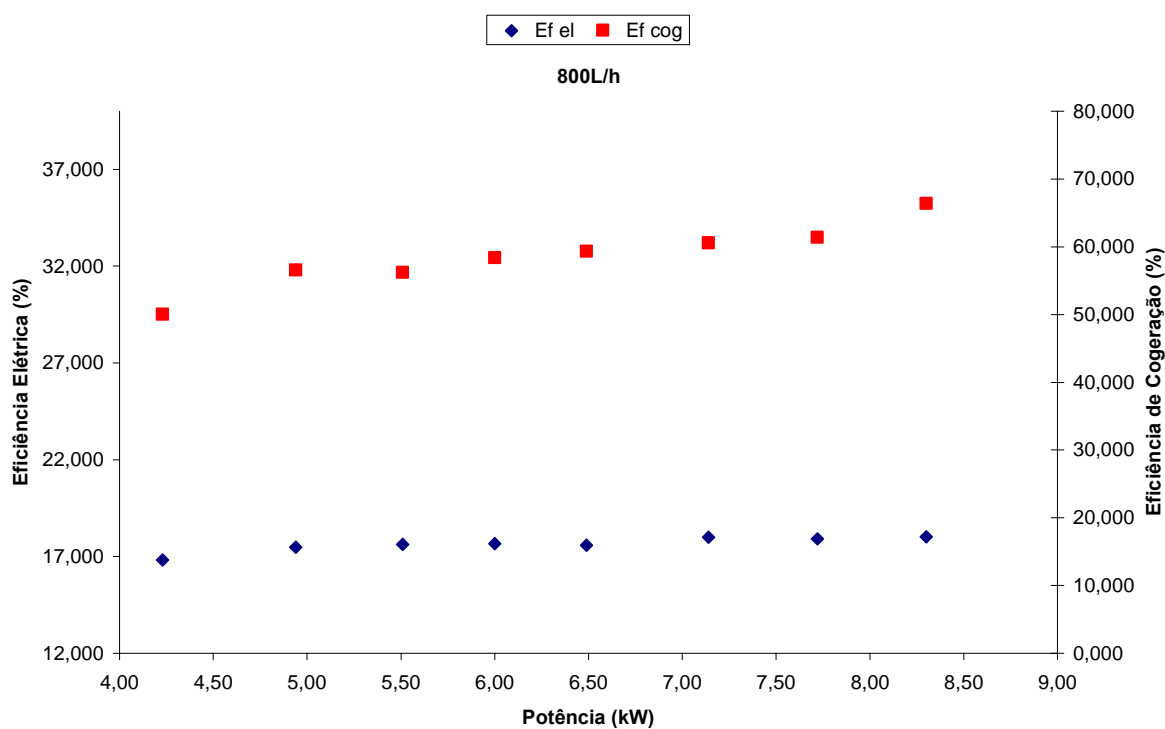


Figura 5-10 Potência elétrica x Eficiência elétrica/Eficiência de cogeração, para 800L/h de vazão de água de resfriamento do motor.

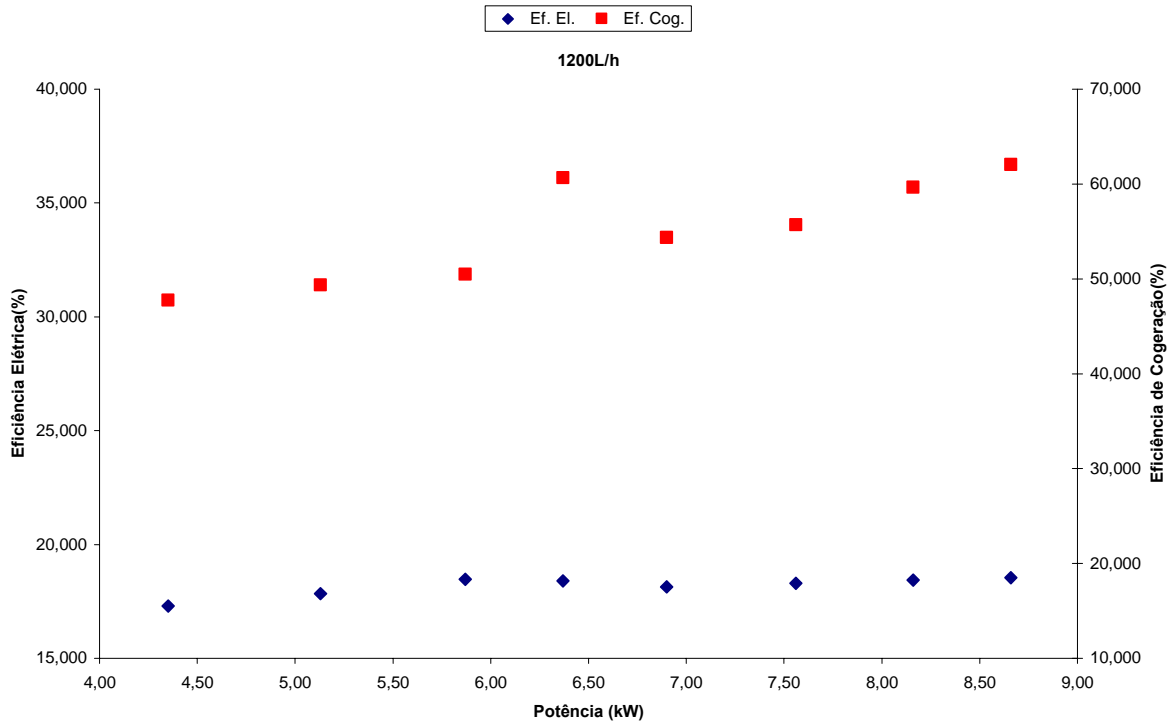


Figura 5-11 Potência elétrica x Eficiência elétrica/Eficiência de cogeração, para 1200L/h de vazão de água de resfriamento do motor.

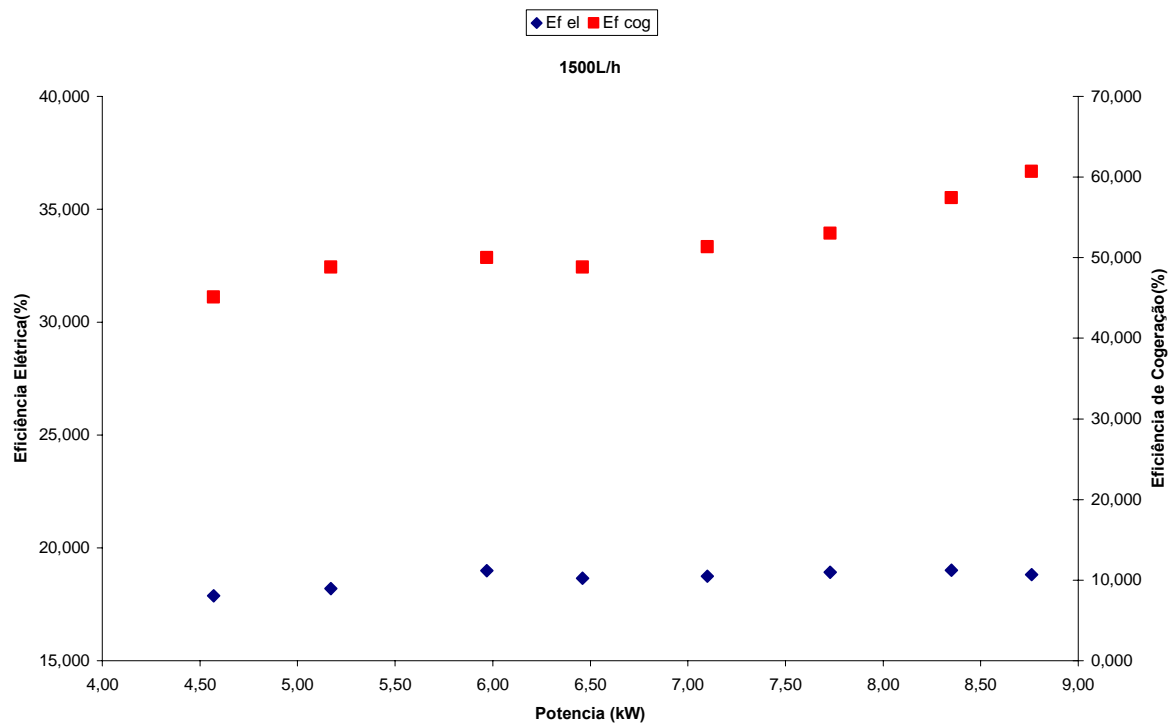


Figura 5-12 Potência elétrica x Eficiência elétrica/Eficiência de cogeração, para 1500L/h de vazão de água de resfriamento do motor.

Para o motor operando com gás natural, o comportamento da eficiência elétrica também sofreu pouca variação para a operação a baixa carga (50% de carga) até a carga nominal, semelhante quando se utilizou GLP como combustível.

A Figura 5-13 apresenta o comportamento do consumo específico do motor variando-se a vazão de água de resfriamento e a potência do motor. Observa-se que há um ponto ótimo de consumo específico próximo de 7,5kW de potência elétrica para as três vazões de água de resfriamento. Neste caso, quanto maior o fluxo de água de resfriamento do motor menor é o seu consumo específico, ou seja, o motor necessita de uma menor quantidade de combustível para gerar determinada potência elétrica.

Também foi feita uma análise dos gases de combustão no motor Solo operando com gás natural. Um resumo com a concentração dos principais gases emitidos pelo motor é apresentado na Tabela 5-8. Pode-se observar que para o motor Stirling Solo, utilizando gás natural como combustível, a sua emissão de NOx durante os testes ficou em uma média de aproximadamente 25g/MWh para as diferentes condições de operação avaliadas, sendo inferior aos 55g/MWh observados quando o motor operou com GLP. Observando-se a Tabela 5-5 o motor Stirling Solo apresentou uma emissão de NOx muito próxima das turbinas a gás grandes e em ciclo combinado, sendo o seu valor superior apenas às células a combustível. As demais tecnologias apresentam emissões de NOx superiores ao motor Stirling Solo.

Com relação à emissão de CO₂, o motor Solo utilizando gás natural como combustível, emitiu em média 40000g/MWh durante os testes realizados. Este valor para o motor Solo está abaixo das demais tecnologias apresentadas na Tabela 5-5, e abaixo dos valores obtidos para o motor Solo operando com GLP como combustível.

Uma análise da incerteza de todos os valores lidos e calculados no item 5.2 é apresentada no Apêndice A.

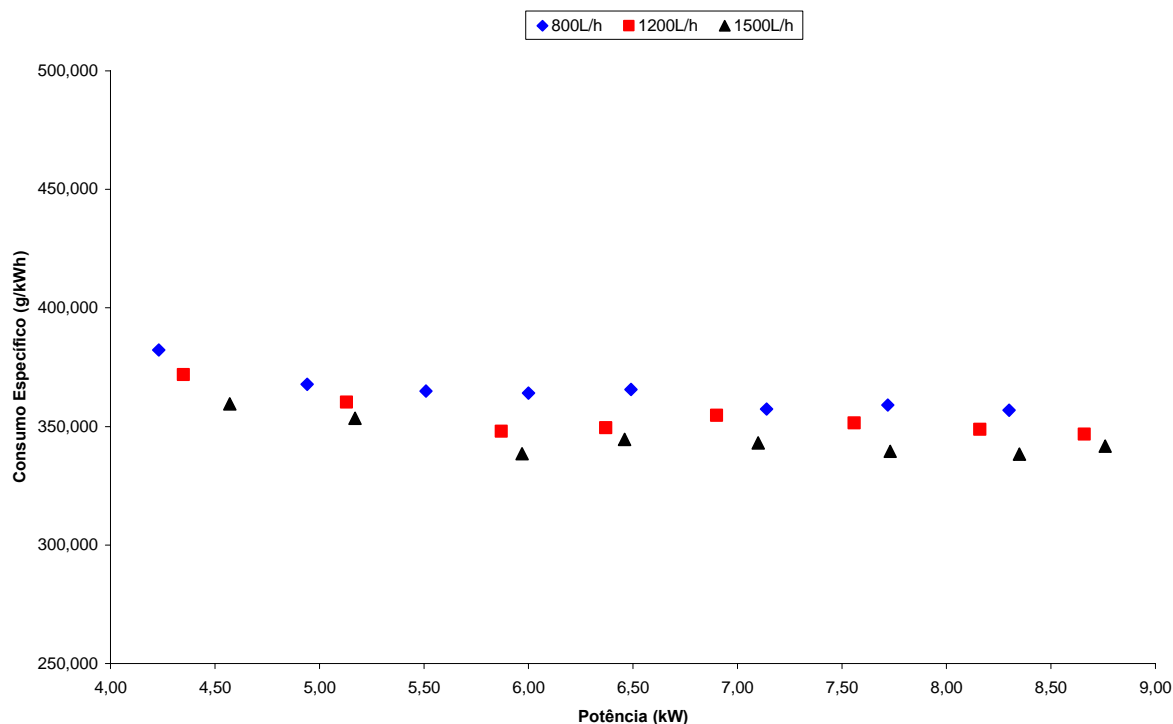


Figura 5-13 Potência elétrica x Consumo Específico.

Comparando-se a operação do motor Solo utilizando-se GLP e gás natural, pôde-se notar que o uso de GLP foi mais satisfatório. Com este combustível o motor gerou potências superiores além de apresentar uma maior eficiência elétrica. Isto se deve às características de ambos os combustíveis. Para o GLP, foi considerado para os cálculos, densidade ($\rho = 2,1\text{kg/m}^3$) e PCI = 46000kJ/kg. Para o gás natural, densidade ($\rho = 0,7\text{kg/m}^3$) e PCI = 56000kJ/kg. Portanto, o maior valor de densidade do GLP é o principal responsável pelo seu melhor desempenho como combustível para o motor Solo, apesar de apresentar um PCI um pouco inferior ao do gás natural.

Tabela 5-8 Composição dos gases de exaustão do motor solo operando com GLN.

P bar	Vazão de água	O2 %	CO2 %	CO ppm	Λ	Tg °C	NO ppm	NO _x g/GJ	SO _x g/GJ	NO _x g/MWh	CO ₂ g/MWh
70	800	2,8	10,1	117	1,14	51,7	60	6,5	3,6	24,6	41367
70	1200	2,8	10,2	111	1,13	48,2	61	6,4	3,5	24,3	40624
70	1500	2,7	10,2	122	1,13	47,2	61	6,2	3,3	23,5	39305
80	800	2,5	10,3	171	1,12	55,2	61	6,3	3,2	24,0	40580
80	1200	2,5	10,3	201	1,12	51,7	61	6,2	2,8	23,5	39754
80	1500	2,4	10,3	187	1,12	51,0	60	5,9	2,7	22,7	38999
90	800	2,3	10,4	250	1,11	59,5	61	6,2	2,2	23,9	40670
90	1200	2,2	10,4	254	1,11	55,6	61	5,9	2,1	22,7	38774
90	1500	2,2	10,5	245	1,11	55,7	62	5,9	2,1	22,5	38095
100	800	2,1	10,5	312	1,10	62,5	68	6,9	1,8	26,5	40950
100	1200	2,1	10,5	302	1,10	59,4	67	6,6	1,7	25,1	39313
100	1500	2,1	10,5	288	1,10	59,5	67	6,5	1,7	24,7	38765
110	800	2,4	10,4	261	1,11	68,0	71	7,3	2,1	27,8	40743
110	1200	2,3	10,4	256	1,11	62,9	69	6,9	1,1	26,2	39509
110	1500	2,3	10,4	259	1,11	60,7	69	6,7	1,0	25,4	38231
120	800	2,5	10,3	221	1,12	69,1	71	7,1	8,9	27,2	39436
120	1200	2,5	10,3	254	1,12	64,6	71	7,0	8,5	26,7	38778
120	1500	2,4	10,3	253	1,12	63,4	71	6,8	8,2	25,8	37476
130	800	2,6	10,2	220	1,13	72,2	71	7,3	9,0	27,3	39241
130	1200	2,7	10,2	220	1,13	66,0	71	7,0	8,7	26,5	38109
130	1500	2,6	10,2	235	1,13	64,6	71	6,8	8,4	25,7	36967
140	800	3,5	9,8	146	1,17	74,8	72	7,3	6,8	27,5	37458
140	1200	3,0	10,0	206	1,15	69,3	72	7,1	6,4	26,8	37154
140	1500	3,0	10,0	188	1,14	69,7	72	7,1	6,1	26,4	36601

5.3 RESULTADOS OBTIDOS POR SCHMIDT

A partir das equações descritas pelo modelo de Schmidt pôde-se modelar o motor Solo. Os principais dados de entrada necessários estão resumidos na Tabela 5-9.

Utilizando-se das equações do modelo de Schmidt para motores Stirling tipo Alfa, e com os dados do motor Solo considerando uma rotação de 1800rpm, e pressão interna de 140bar, obteve-se a potência e a eficiência do motor (eficiência de Carnot) Tabela 5-8, sendo possível a construção do diagrama indicado PxV (Figura 5-14).

Mantendo-se a temperatura da parte fria do motor (T_C) em 30°C, também se pôde traçar a rampa de carga do motor, variando a sua pressão interna. A Figura 5-15 apresenta este gráfico, que serve de comparativo com os resultados reais obtidos experimentalmente.

Tabela 5-9 Dados referentes ao motor Solo.

Pistão de Expansão	
Diâmetro D (mm)	68
Stroke (mm)	44
Volume percorrido pelo pistão de deslocamento VSE (cm ³)	161
Temperatura de Expansão TE (°C)	740
Pistão de Compressão	
Diâmetro D (mm)	68
Stroke (mm)	44
Volume percorrido pelo pistão de Compressão VSC (cm ³)	161
Temperatura de Compressão TC (°C)	30
Regenerador	
diâmetro externo ϕ_e (mm)	68
diâmetro interno ϕ_i (mm)	0
comprimento da matrix (mm)	30
Volume do Regenerador VR (cm ³)	108,95
Temperatura TR (°C)	663,15
Dx	90°
Pressão máxima do motor (bar)	140
Resultados Obtidos	
Potência Indicada de Expansão W_E (W)	13846
Potência Indicada de Compressão W_C (W)	-4143
Potência Indicada do Motor W_i (W)	9703
Eficiência Indicada η_i (%)	70,08

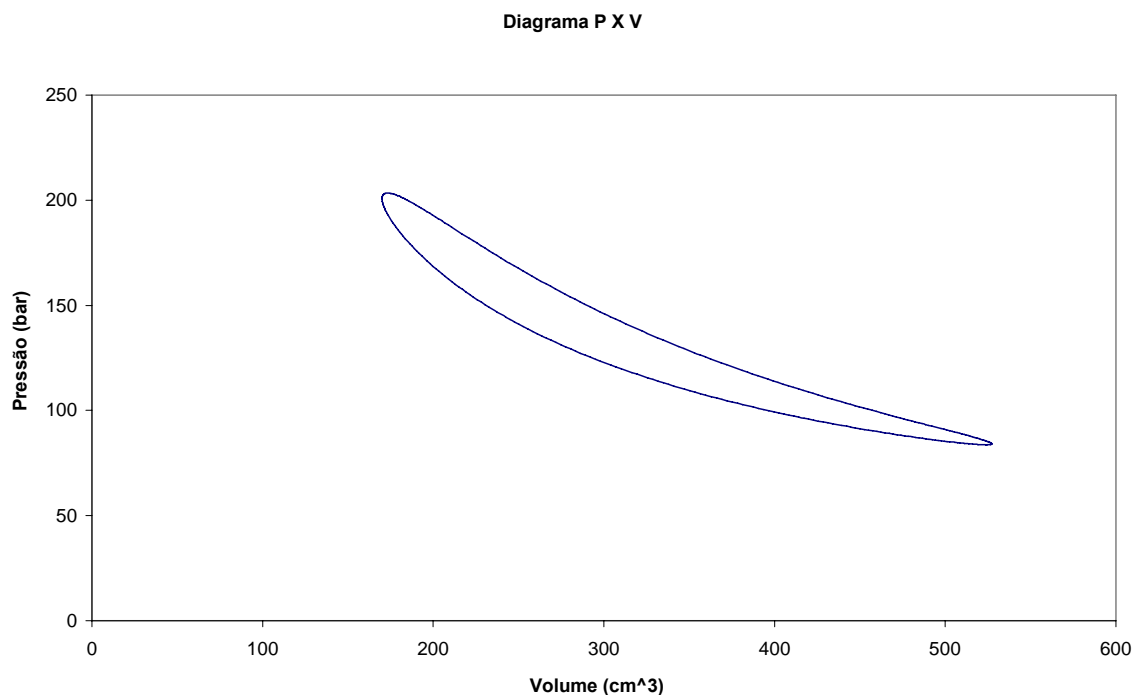


Figura 5-14 Diagrama P x V para o motor Solo obtido pelas equações de Schmidt.

Pelos resultados obtidos por Schmidt, observa-se que a potência máxima do motor, ou seja, para a pressão de 140bar, foi de 9,8kW, e a eficiência indicada de aproximadamente 70%.

O valor de potência foi superior aos resultados obtidos na prática com o motor operando com GLP e gás natural como combustível em condições próximas de temperatura de compressão. Porém, este valor pode ser considerado muito satisfatório, sendo aproximadamente 10% superior comparado à realidade. Além disso, o comportamento da rampa de carga teórica (por Schmidt) foi muito próximo das obtidas na prática com os ensaios realizados. Neste caso, os valores também foram superiores, porém o comportamento foi semelhante.

Com relação à eficiência obtida por Schmidt, o valor é muito idealizado, pois é a mesma eficiência calculada para o ciclo de Carnot. Para o motor Solo, se espera eficiências reais de até 25%. Para Rogdakis et al. (2002), a eficiência real do motor Stirling é geralmente inferior a 60% da eficiência calculada por Schmidt. Para o caso do motor Solo isso se verifica, pois se obteve 70% de eficiência por Schmidt, e na realidade este valor é mais de 60% inferior.

Os resultados obtidos por Schmidt comparados a valores reais, mostram que uma análise de Schmidt tem muita validade, principalmente em uma etapa inicial de projeto de motores.

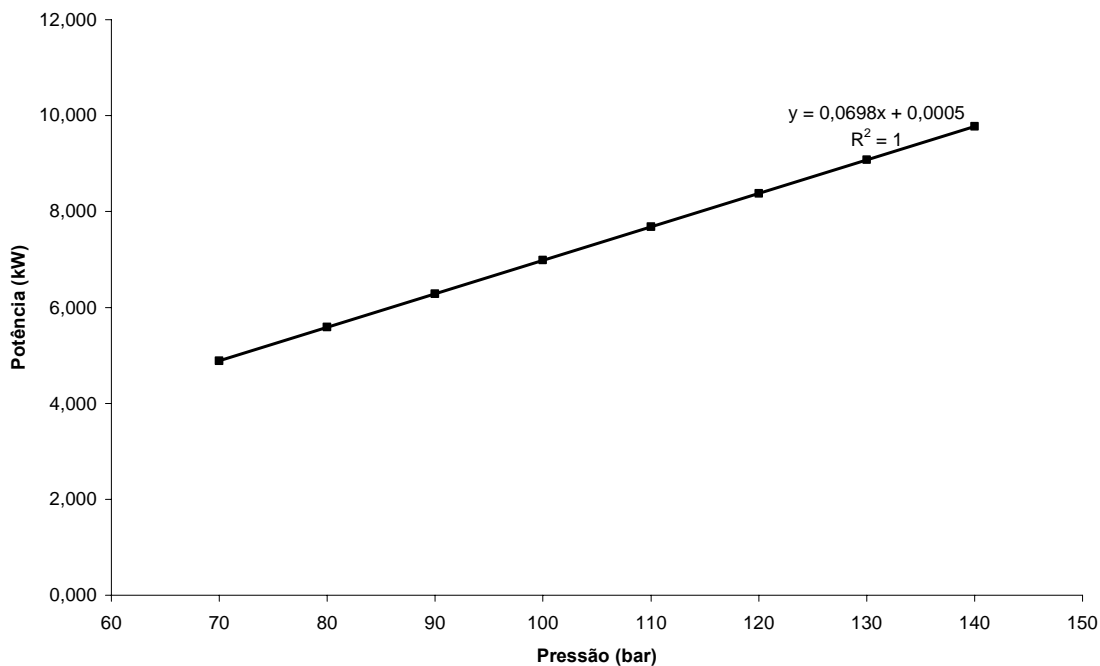


Figura 5-15 Rampa de carga do motor Solo, à partir das equações de Schmidt.

5.4 RESULTADOS OBTIDOS UTILIZANDO O SOFTWARE PROSA

Para a avaliação do motor Stirling Solo com o software PROSA, é necessário entrar com os dados das dimensões de diversas partes do motor: cilindros quente e frio, trocadores de calor (aquecimento e resfriamento) e regenerador. Um resumo com os principais dados de entrada está na Tabela 5-10. No Anexo 1 são apresentados todos os dados, entrada e saída, do motor Solo processados pelo software Prosa.

Tabela 5-10 Resumo dos dados de entrada do software Prosa para o motor Solo.

Pistão Frio:		Regenerador	
Massa do Pistão [kg]	0,9	(Wire Mesh Regenerator)	
Volume do Cárter [cm ³]	2500	Diâmetro Externo da matriz [mm]	68
		Diâmetro Interno da Matriz [mm]	0
		Comprimento da Matriz [mm]	30
Pistão Quente		Número de Camadas	300
Massa do pistão [kg]	0,9	Diâmetro do arame [mm]	0,05
Volume do Cárter [cm ³]	2500	Tamanho da Malha [mm]	0,08
		Material da matriz	Aço Inoxidável
Cilindro Frio:		Trocador de Calor de aquecimento	
Diâmetro do Cilindro [mm]	68	(Fin Type Heat Exchanger)	
Curso do Pistão [mm]	44	Comprimento do Canal [mm]	300
Angulo de Fase [°]	90	Número de Canais	24
Diâmetro do Pino do Pistão [mm]	13	Altura das Aletas [mm]	4
Folga do Pistão [mm]	0,5	Largura das Aletas[mm]	0,5
Espessura da Parede do cilindro [mm]	9	Largura dos Canais [mm]	1
Material	Aço	Espessura da Parede [mm]	0,75
		Material	Cobre
Trocador de calor deResfriamento		Material das Aletas	Cobre
(Tube Bundle Heat Exchanger)			
Comprimento do Tubo [mm]	100	Cilindro Quente	
Número de Tubos [-]	300	Diâmetro do Cilindro [mm]	68
Diâmetro interno [mm]	1,2	Curso do Pistão [mm]	44
Espessura da Parede [mm]	0,4	Diâmetro do Pino do Pistão [mm]	13
Material	Aço Inoxidável	Folga do Pistão [mm]	0,5
		Espessura da Parede do cilindro [mm]	9
		Material	Aço

Os dados apresentados na Tabela 5-10 foram obtidos do fabricante do motor Solo. Com estes dados e algumas outras considerações, pôde-se modelar o motor no software Prosa. Como mencionado, o software permite realizar algumas análises através de ferramentas de variação de parâmetros e de otimização. Neste trabalho será feita a variação de parâmetros, para que se possam comparar dados teóricos obtidos pelo software com dados teóricos obtidos por Schmidt e com dados reais de operação do motor com diferentes combustíveis (GLP e gás natural).

Para a simulação do motor, a rotação foi selecionada como variável constante, e mantida em 1800rpm. Para a carga nominal do motor, 140bar de pressão e temperatura de compressão de 30°C, obteve-se 9,7kW de potência e eficiência de 24,53%. Neste ponto de operação tem-se 39,58kW de potência térmica adicionada ao motor Stirling (fonte quente), e 28,09kW de potência térmica rejeitado pelo motor (fonte fria).

Utilizando-se da ferramenta de variação de parâmetros do software, puderam-se obter as curvas apresentadas na Figura 5-16. Neste gráfico é apresentada a variação da potência e da eficiência do motor com o aumento da pressão de operação do mesmo.

O comportamento da potência em relação à pressão (rampa de carga) é muito próximo comparado aos outros casos. A Tabela 5-11 apresenta os dados utilizados para a construção das curvas da Figura 5-16. Comparando os dados teóricos de potência obtidos pelo software com os dados obtidos por Schmidt, observa-se que o motor operando a carga parcial (50% a 70% de carga), há uma maior distancia entre os valores, ocorrendo variações de até 10% entre estes valores. Porém, quando se analisa o motor próximo de sua carga nominal, esta variação entre os valores obtidos por Schmidt e pelo software Prosa reduz para menos de 1%.

O comportamento da curva de aumento da potência com relação à pressão interna de operação é muito próximo do comportamento para os casos reais do motor operando com GLP e gás natural como combustível, apesar dos valores se diferirem um pouco.

Os valores de eficiência obtidos pelo software estiveram muito próximos dos valores reais. Os valores superiores obtidos devem-se a idealizações assumidas pelo software. O comportamento da curva de eficiência pela pressão interna do motor foi um pouco diferente quando comparado com o mesmo comportamento para os casos reais. Neste ultimo, tanto para GLP quanto para gás natural, os valores de eficiência tiveram um aumento até um determinado valor, depois apresentaram um ligeiro declínio, porém mantiveram-se bastante próximos. Na curva apresentada na Figura 5-16, o comportamento da eficiência é crescente em relação ao aumento da carga do motor.

Tabela 5-11 Resultados da simulação pelo Prosa.

Pressão (bar)	Potência (kW)	Eficiência (%)
70	4,314	21,30
80	5,135	22,30
90	5,937	23,02
100	6,721	23,54
110	7,490	23,92
120	8,244	24,20
130	8,984	24,39
140	9,710	24,53

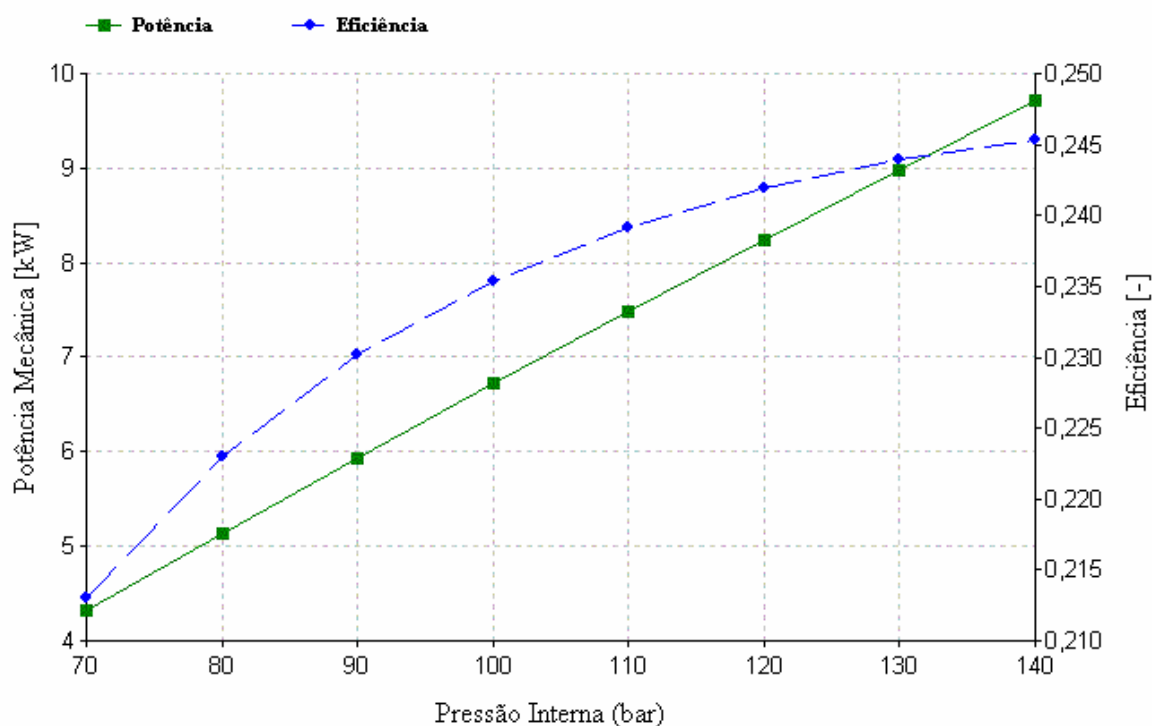


Figura 5-16 Pressão interna x Potência e Eficiência.

Outra análise interessante, é com relação à rotação do motor. A Figura 5-17 apresenta a influencia deste parâmetro na potência e na eficiência do motor. Pode-se notar que para o caso da potência, há um ponto ótimo próximo a 1500rpm, depois deste ponto, quando se aumenta a rotação do motor ocorre uma redução da potência. Com relação à eficiência, nota-se que o

motor é mais eficiente a uma menor rotação, a curva de eficiência decresce com o aumento de rotação do motor. Utilizado da ferramenta de otimização disponível no software Prosa, obtém-se 10,44kW com 1462,5rpm.

O gerador acoplado ao motor Stirling Solo, tem 4polos, com isso, o motor conectado à rede funciona a 1500rpm quando a frequência da mesma é de 50Hz, e quando esta frequência é de 60Hz, o motor funciona a 1800rpm. Com esta observação pode-se dizer que o motor tem um melhor funcionamento quando conectado a uma rede com 50Hz de frequência.

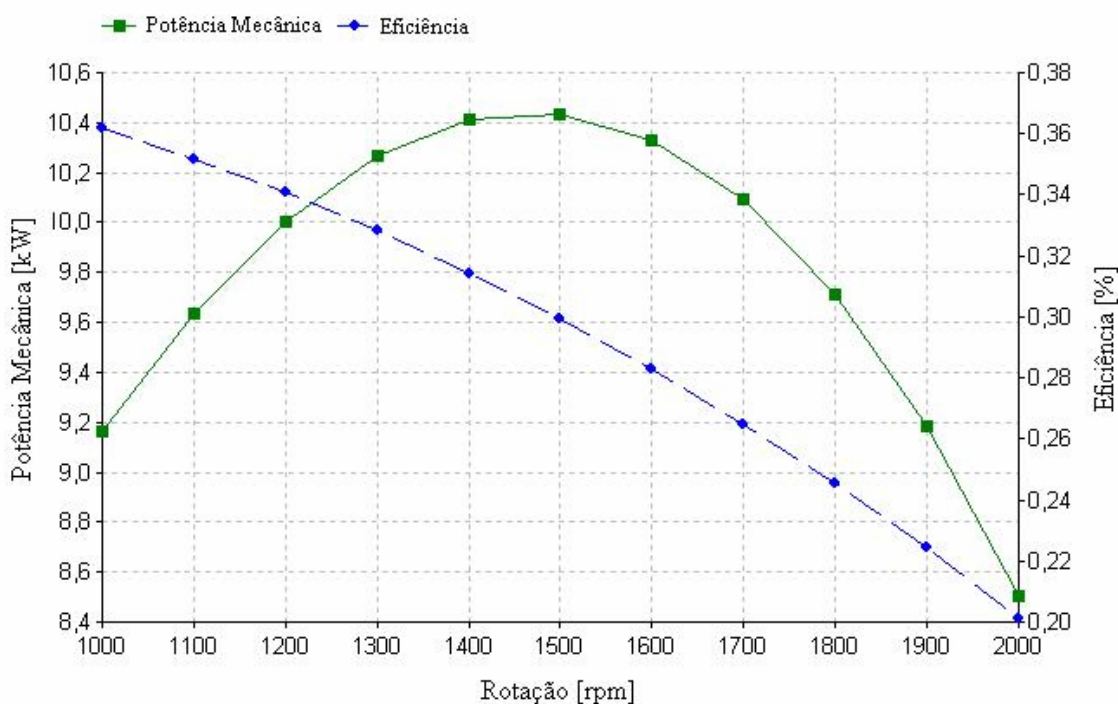


Figura 5-17 Influencia da rotação do motor na potência e na eficiência.

Para melhor comparar e visualizar os resultados dos testes do motor Solo operando com GLP e com gás natural, com os resultados obtidos por schmidt e pelo software PROSA, são apresentadas as Figuras 5.18 e 5.19.

A Figura 5-18 mostra a rampa de carga para os testes com o uso de GLP, gás natural, Schmidt e PROSA. Para os valores dos testes (GLP e gás natural), utilizou-se os dados para a vazão de água de resfriamento do motor de 1500 L/h. Pode-se observar que as quatro curvas apresentam boa aproximação. Nota-se também o melhor desempenho do uso do GLP em relação ao gás natural. Com relação às simulações por Schmidt e PROSA, a aproximação foi muito boa (diferença menor que 1%) quando em plena carga (140 bar), porém em potências inferiores houve um distanciamento entre as curvas, sendo que os valores obtidos por Schmidt foram superiores.

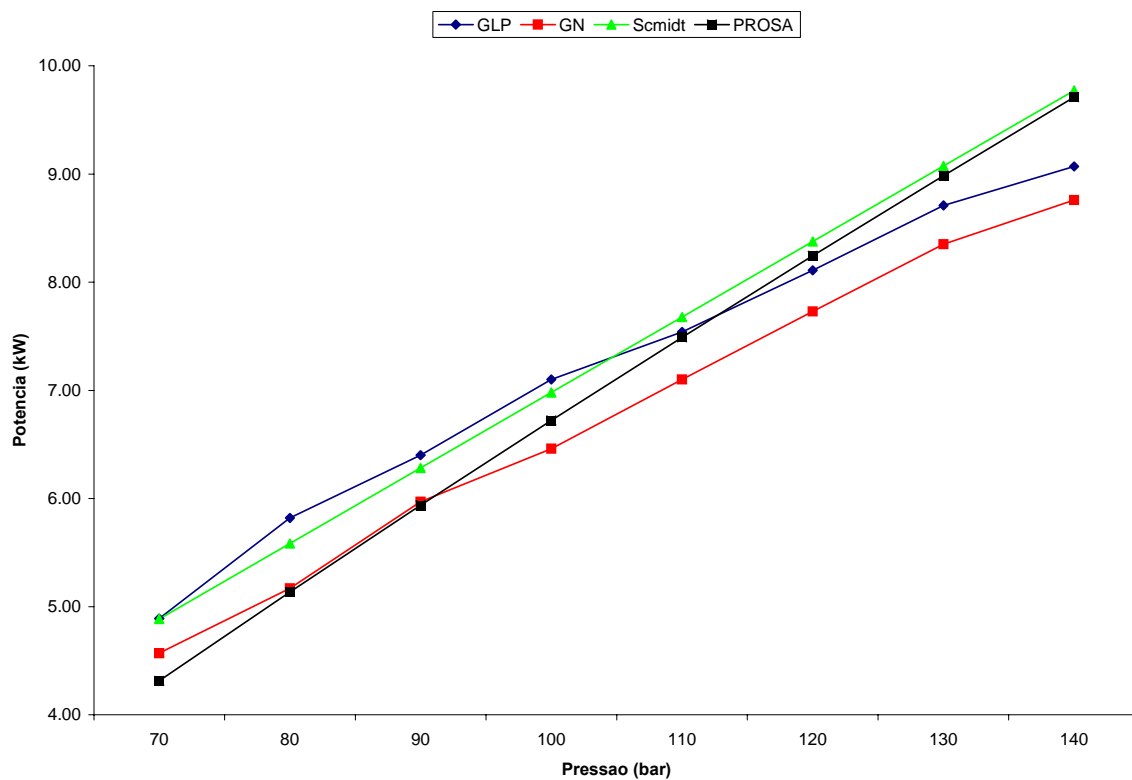


Figura 5-18 Pressão (bar) x Potência (kW) para os testes (GLP e gás natural), Schmidt e PROSA

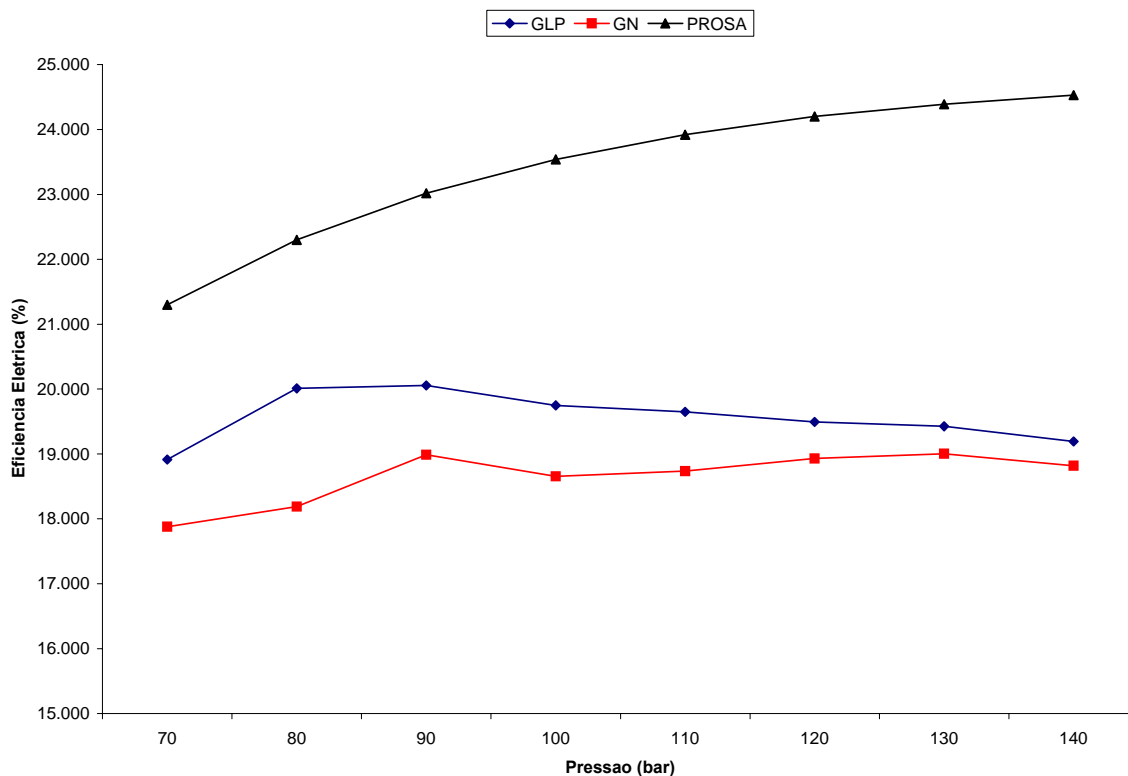


Figura 5-19 Pressão(bar) x Eficiência para os testes (GLP e gás natural) e PROSA.

A Figura 5-19 apresenta a eficiência elétrica em relação a pressão de operação do motor Solo para os testes utilizando GLP e gás natural e para a sua simulação utilizando o software PROSA. Para os valores dos testes (GLP e gás natural), utilizou-se os dados para a vazão de água de resfriamento do motor de 1500L/hora. Observa-se o melhor comportamento do uso de GLP em relação ao gás natural, e também o ponto ótimo de eficiência do motor, próximo de 90 bar de pressão interna, para os testes com GLP e gás natural. A curva obtida com a simulação com o software PROSA apresenta um comportamento um pouco diferente do observado em testes, e os valores obtidos também são superiores.

Capítulo 6

CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

6.1 CONCLUSÕES

A partir dos resultados obtidos no capítulo 5, e de todas as discussões apresentadas, pôde-se obter importantes conclusões com relação à operação do motor Stirling Solo.

Com relação a operação do motor Solo com GLP pôde-se observar que o aumento do fluxo de água de refrigeração do motor influencia positivamente na sua potência e eficiência elétrica, porém, negativamente na eficiência de cogeração.

O comportamento das curvas de eficiência elétrica para os três casos de fluxo de água de resfriamento do motor (800, 1200, 1500 L/h), foi semelhante, observando-se um ponto onde a eficiência era máxima. Este ponto ótimo corresponde a uma geração de potência elétrica do motor de aproximadamente 7,0kW a uma eficiência elétrica de 20%.

A variação da eficiência elétrica do motor operando a carga parcial (50% de carga) até a carga nominal foi de aproximadamente 2%, que é muito pequena comparado a outras tecnologias de geração, sendo uma importante vantagem dos motores Stirling, comprovada pelos testes realizados.

Obteve-se um ponto ótimo de consumo específico, aproximadamente 390g/kWh com um fluxo de água de resfriamento de 1500L/h e potência elétrica do motor de 7kW.

Com a análise dos gases de combustão do motor, obteve-se fatores de emissão para NO_x e CO_2 , em média de 70g/MWh e 50000g/MWh respectivamente. Comparando as outras tecnologias de geração apresentadas, os valores de emissão de NO_x pelo motor Solo foram superiores apenas às células a combustível e às turbinas a gás grandes e em ciclo combinado. As emissões de CO_2 foram inferiores a todas as tecnologias comparadas.

As emissões de NO_x e SO_x do motor Stirling Solo operando com GLP ou gás natural ficaram muito abaixo dos padrões internacionais para emissão em termelétricas.

Nos ensaios realizados do motor Solo operando com gás natural o comportamento do motor foi semelhante ao comportamento utilizando-se GLP. As curvas levantadas para se avaliar a influência do fluxo da água de resfriamento no desempenho do motor, a rampa de carga, e o comportamento do consumo específico foram próximos do obtido para GLP. Entretanto pode-se concluir que o motor apresentou um desempenho superior operando com GLP comparado com o seu funcionamento com gás natural. A potência elétrica máxima que o motor obteve utilizando gás natural como combustível foi de 8,76kW e a eficiência máxima de 19,0%, contra 9,07kW e 20,01% quando se usou GLP como combustível.

O bom comportamento do motor a carga parcial, com relação à pequena variação de eficiência, também foi observado com o uso de gás natural, variando de aproximadamente 2% entre a carga parcial até a carga nominal.

O valor máximo de eficiência elétrica foi de aproximadamente 19%, para uma potência do motor próxima de 7,5kW.

Os fatores de emissão obtidos para NO_x e CO_2 foram em média de 25g/MWh e 40000g/MWh respectivamente, sendo inferiores aos obtidos para o motor operando com GLP como combustível. No caso da emissão de NO_x , comparando-se a outras tecnologias, o valor obtido foi superior apenas às células a combustível.

Para ambos os combustíveis, GLP e gás natural, foram calculados a eficiência de cogeração pela 1ª e 2ª lei da termodinâmica. Pela 1ª lei, obteve-se valores bastante superiores, chegando em alguns casos a mais de 60%. Com o cálculo da mesma eficiência, porém levando-se em conta a segunda lei da termodinâmica, estes valores reduziram bastante e ficaram próximos aos valores de eficiência elétrica obtidos. Uma análise de 2ª lei é interessante neste caso, pois permite considerar as diferentes formas de energia envolvidas, ou seja, potência elétrica e energia térmica (água aquecida). Uma vez que para este caso, água aquecida, apresenta valores exergéticos bastante baixos, a parcela que mais contribui para a obtenção da eficiência de cogeração de 2ª lei é a potência elétrica gerada, e por isso a eficiência de cogeração se aproxima bastante da eficiência elétrica.

Com a avaliação do motor Solo a partir da teoria de Schmidt obteve-se o diagrama indicado $P \times V$, a potência e a eficiência indicada.

A eficiência obtida corresponde a um ciclo ideal, sendo calculada da mesma forma que a eficiência de Carnot.

O comportamento da curva de carga obtida por valores de potência calculados pelas equações de Schmidt, variando-se a pressão de operação do motor, apresentou-se semelhante ao comportamento real, porém os valores foram superiores aos reais, o que já era esperado. Com isso, pode-se concluir que a teoria é uma importante ferramenta para iniciar um projeto de um motor.

Avaliando o motor Solo com o uso do software PROSA obteve-se uma boa aproximação dos valores calculados pela teoria de Schmidt quando o motor opera próximo da carga nominal, apresentando variações entre estes valores inferiores a 1%, porém, quando se faz a simulação do motor para cargas parciais, esta variação aumentou, chegando a valores próximos de 10%, entre os valores obtidos pelo software e por Schmidt para estas condições.

O comportamento da rampa de carga do motor obtida através do Prosa apresentou próximo do real, porém, o mesmo não ocorreu com valores de eficiência. No caso da curva obtida pelo software, o comportamento foi crescente, ou seja, aumentando-se a carga do motor, aumenta-se a eficiência, o que não foi verificado na prática, havendo um ponto intermediário ótimo de eficiência (aproximadamente 90 bar de pressão interna do motor), a partir do qual, quando se aumenta a carga do motor, há uma redução de eficiência.

Pôde-se fazer uma análise do motor Solo operando a diferentes rotações, o que não foi possível na prática, sendo a rotação do motor fixa pelo gerador, que está conectado à rede de 60Hz. Neste caso, o motor Stirling apresenta uma rotação de trabalho próxima de 1800rpm. A partir da análise feita com o Prosa, pôde-se obter um valor de rotação ótimo, próximo de 1500rpm, onde se tem uma maior potência e eficiência do motor (aproximadamente 10,4kW e 30% respectivamente). Com esta análise, conclui-se que em locais onde a frequência da rede é de 50Hz o motor opera com um desempenho melhor, neste caso, 1500rpm de rotação.

A experiência com os testes realizados com o motor Viebach de 500W de potência, operando acoplado a uma caldeira a biomassa, mostrou diversos problemas com a instalação atual, a partir dos quais se pôde discutir a respeito de diversas modificações necessárias. Estas modificações foram apresentadas no item 3.7 do presente trabalho.

A tecnologia de motores Stirling apresenta-se bastante promissora atualmente, principalmente devido a característica destes motores de combustão externa que permitem o uso de uma grande variedade de tipos de combustíveis. O seu uso para geração de calor e

potencia, mesmo que em baixa escala, torna-se muito atrativo para aplicações isoladas da rede. Em locais onde se tem geração de resíduos que podem ser aproveitados para a queima, como por exemplo, resíduos de madeira a aplicação de motores Stirling é bastante interessante.

6.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Partindo-se do presente trabalho, é importante sugerir alguns trabalhos futuros que aprofundam um pouco mais no assunto. Estes trabalhos não foram aqui considerados, devido principalmente ao tempo necessário ser superior ao tempo para um trabalho de mestrado.

Os trabalhos seguintes são apresentados como sugestões futuras:

- Adaptação do motor Stirling Solo a um gaseificador de biomassa, e avaliação do motor operando com o gás pobre produzido no gaseificador;
- Avaliação do motor Solo operando isolado da rede (geração distribuída);
- Instalação e estudo de campo do motor Solo gerando calor e potência (cogeração) em uma comunidade isolada;
- Execução das modificações necessárias e avaliação do motor Stirling Viebach acoplado a uma caldeira com queima direta de biomassa.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BONNET, S., ALAPHILIPPE, M., STOUFFS, P. Experimental study of the thermodynamic processes and the instantaneous temperature field in a small Stirling engine. In: EUROPEAN STIRLING FORUM, 2002;

CARLSEN, H., TOROPOV, V. V. Optimization of Stirling engine performance based on multipoint approximation technique. In: 20TH DESIGN AUTOMATION CONFERENCE, Mineapolis, September 11-14, 1994, p.531-536;

CARLSEN, H. 40kW Stirling engine for solid fuel. In: 31TH INTERSOCIETY ENERGY CONVERSION ENGINEERING CONFERENCE, Washington DC, USA, August 11-18, 1996;

CARLSEN, H. Status and prospects of small-scale power production based on Stirling engines - Danish experiences. In: IEA BIOENERGY CONFERENCE; POWER PRODUCTION FROM BIOMASS III, Espoo, Finland , September 14-15, 1998;

DIAS, M. S. C. Shell Solar: Eletrificação rural e desenvolvimento sustentável: Encontro de Energia no Meio Rural, Campinas: UNICAMP, 2000;

EPA - Environmental Protection Agency. Compilation of Air Pollutant Emissions Factors, AP-42, Fifth Edition, Volume I: Stationary Point and Área Sources, 1995;

FINKELSTEIN, T., ORGAN, A. J. Air Engines. New York: ASME, 2001. 261p.

GRONE, O., HELLMAN, J. O. Low Speed Engines in Stationary Diesel Plants. Power Gen International, December, 1997;

HIRATA, K. Schmidt Theory for Stirling Engines. Stirling Engine home page. Disponível em <<http://www.bekkoame.ne.jp/~khirata/>> Acesso em 28 abr. 2005;

HSU, S.T., LIN, F.Y., CHIOU, J.S. Heat-transfer aspects of Stirling power generation using incinerator waste energy. *Renewable Energy*, v.28, p.59-69, Jan. 2002;

International Energy Agency IEA – <http://www.iea.org>, site consultado em 24/07/2005;

KOTAS, T. J. The exergy Method of Thermal Plant Analysis. Butterworths, pp.267-269, 1985;

KUCOWSKI, J., LAUDYN, D., PRZEKWAS, M. Energetyka a Ochrona Srodowiska. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, Polish, 1997;

LEITE, A. D. A Energia do Brasil. Rio de Janeiro: Editora Nova Fronteira S/A, 1997;

LORA, E. E. S., NOGUEIRA, L. A. H. Dendroenergia Fundamentos e Aplicações. Rio de Janeiro: Interciência, 2003, 2 ed;

LORA, E. E. S., ANDRADE, R. V. Geração de energia e a gaseificação de biomassa. *Biomassa Energia*, pp. 311-320, 2004;

MARTINI, W. R. Stirling engine design-manual. Honolulu: University Press of the Pacific, 1983;

MATTOZO, V. A. Caderno digital de informações sobre energia, ambiente e desenvolvimento. Florianópolis, out. 2001. Disponível em <http://www.guiafloripa.com.br/energia/energia/cenario_mundo.htm> Acesso em 24 jul. 2005;

MEIJER, R. J. The Philips hot gas engine with rhombic drive mechanism. *Philips Tech. Rev*, 20, pp. 245 – 276, 1959;

MEIJER, R. J. Prospects of the Stirling Engine for vehicular propulsion. *Philips Tech. Rev*. 31, pp. 168 – 185, 1970;

MELLO, M. G. Biomassa Energia dos Trópicos em Minas Gerais. Belo Horizonte: LabMídia/FAFICH, 2001;

MORAN, M. J., SHAPIRO, H. N. Fundamentals of Engineering Thermodynamics. John Wiley & Sons, 2000, 4th ed.;

NAKAJIMA, N., OGAWA, K., FUJIMASSA, I. Study on microengines: miniaturizing Stirling engines for actuators. Sensors and Actuators. Tokio, v.20, p.75-82, (1989);

NETO, J. S., NEVES, M. L. A revolução da cana. Revista Época. Editora Globo, caderno Epoca Negócios, v. 388, p.66-68, outubro 2005;

Organización Latino-Americana de Energia OLADE - <http://www.olade.org.ec>, site consultado em 24/07/2005;

PATUSCO, J. A. M. Economia e Energia. 24 jul. 2003. Disponível em <<http://www.ecen.com/content/eee5/biomas.htm>> Acesso em 24 jul. 2005;

PEREIRA, R. Brasil quer álcool em escala mundial. O Estado de São Paulo, São Paulo, 16 out. 2005. Caderno economia;

PODESSER, E. Electricity production in rural villages with a biomass Stirling engine. Renewable Energy, v.16, p.1049-1052, 1999;

ROGDAKIS, E. D., PARADISSIS, E. A., BORBILAS, N. A., NIKOLAIDIS, A. P. A MathCAD program (AMOCO) as a simple tool for the study of the Stirling engines. 6TH EUROPEAN STIRLING FORUM, Osnabrück, Germany, September 18-19, 2002;

THOMAS, B. PROSA – Software for evaluation of Stirling engines cycle machines, Help-file, version 2.3.2, 2003;

WALKER, G. Stirling Engines. Oxford University Press, 1980;

WESTON, F., SEIDMAN, N. L., JAMES, C. Model regulations for the output of specified air emissions from smaller-scale electric generation resources. The Regulatory Assistance Project, 2001.

Apêndice A

ANÁLISE DE INCERTEZAS

A.1 TESTES COM GLP

Na Tabela A-1 é apresentado um resumo com as incertezas das medidas realizadas nos testes, seja por leitura direta, seja por obtenção da medida indireta. Para as grandezas obtidas indiretamente é apresentado um roteiro de calculo para obtenção de suas incertezas. Na Tabela A-2 é apresentado um resumo das incertezas para as medições de concentração dos gases de exaustão.

Consumo de Combustível:

$$\dot{m}_c = \frac{Vol.}{t} \quad (A1)$$

$$I_R \dot{m}_c = \frac{\partial \dot{m}_c}{\partial Vol.} x I_{Vol.} + \frac{\partial \dot{m}_c}{\partial t} I_t \quad (A2)$$

$$I_R \dot{m}_c = \frac{I_{Vol.}}{t} - \frac{Vol.}{t^2} x I_t \quad (A3)$$

Eficiência Elétrica:

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{\dot{m}_{comb} \times PCI} \quad (A4)$$

$$IR_{\eta_{el}} = \frac{\partial \eta}{\partial P_{el}} IR_{P_{el}} + \frac{\partial \eta}{\partial PCI} IR_{PCI} + \frac{\partial \eta}{\partial \dot{m}_{comb}} IR_{\dot{m}_{comb}} = \frac{IR_{P_{el}}}{PCI \times \dot{m}_{comb}} - \frac{P_{el} \times IR_{\dot{m}_{comb}}}{PCI \times \dot{m}_{comb}^2} \quad (A5)$$

Eficiência de Cogeração:

$$\eta_{Cog} = \frac{P_{el} + \dot{m}_{agua}(h_2 - h_1)}{\dot{m}_{comb} \times PCI} \quad (A6)$$

$$\begin{aligned} IR_{\eta_{Cog}} &= \frac{\partial \eta}{\partial P_{el}} IR_{P_{el}} + \frac{\partial \eta}{\partial \dot{m}_a} IR_{\dot{m}_a} + \frac{\partial \eta}{\partial \dot{m}_{comb}} IR_{\dot{m}_{comb}} = \\ &= \frac{IR_{P_{el}}}{PCI \times \dot{m}_{comb}} + \frac{(h_2 - h_1) IR_{\dot{m}_a}}{PCI \times \dot{m}_{comb}} - \frac{[P_{el} + \dot{m}_a(h_2 - h_1)] IR_{\dot{m}_{comb}}}{PCI \times \dot{m}_{comb}^2} \end{aligned} \quad (A7)$$

Consumo Específico:

$$CE = \frac{\dot{m}_{comb}}{P_{el}} \quad (A8)$$

$$IR_{CE} = \frac{\partial CE}{\partial \dot{m}_{comb}} IR_{\dot{m}_{comb}} + \frac{\partial CE}{\partial P_{el}} IR_{P_{el}} = \frac{IR_{\dot{m}_{comb}}}{P_{el}} - \frac{\dot{m}_{comb}}{P_{el}^2} IR_{P_{el}} \quad (A9)$$

Tabela A-1 Resumo das incertezas obtidas direta e indiretamente utilizando GLP.

Potência ± (kW)	T água resf. ± (°C)	fuel-flow ± (kg/h)	H2O-flow ± (L/h)	Eficiência Elétrica ±	Eficiência Cogeração ±	Consumo Específico ± (g/kWh)
0,009	0,1	0,00046	0,60	0,032	0,0469	0,777
0,010	0,1	0,00046	0,90	0,032	0,0461	0,757
0,010	0,1	0,00046	1,13	0,033	0,0440	0,730
0,011	0,1	0,00044	0,60	0,034	0,0532	0,755
0,011	0,1	0,00044	0,90	0,035	0,0484	0,723
0,012	0,1	0,00044	1,13	0,036	0,0494	0,704
0,012	0,1	0,00042	0,60	0,035	0,0564	0,744
0,013	0,1	0,00042	0,90	0,035	0,0518	0,739
0,013	0,1	0,00042	1,13	0,037	0,0510	0,712
0,014	0,1	0,00040	0,60	0,036	0,0588	0,736
0,014	0,1	0,00040	0,90	0,037	0,0541	0,726
0,014	0,1	0,00040	1,13	0,037	0,0500	0,734
0,014	0,1	0,00038	0,60	0,036	0,0592	0,763
0,015	0,1	0,00038	0,90	0,036	0,0550	0,759
0,015	0,1	0,00038	1,13	0,037	0,0526	0,743
0,015	0,1	0,00036	0,60	0,035	0,0600	0,785
0,016	0,1	0,00037	0,90	0,037	0,0590	0,745
0,016	0,1	0,00036	1,13	0,037	0,0542	0,756
0,016	0,1	0,00035	0,60	0,035	0,0619	0,797
0,017	0,1	0,00034	0,90	0,036	0,0602	0,782
0,017	0,1	0,00034	1,13	0,037	0,0583	0,764
0,017	0,1	0,00033	0,60	0,034	0,0636	0,825
0,017	0,1	0,00033	0,90	0,036	0,0627	0,793
0,018	0,1	0,00032	1,13	0,037	0,0601	0,777

Tabela A-2 Incertezas para dados de emissões utilizando GLP.

O2 ± (%)	CO ± (ppm)	Λ ±	Tg ± (°C)	Ta ± (°C)	NO ± (ppm)	NO2 ± (ppm)
0,1	22,9	0,006271	0,426	0,1882	5	5
0,1	19,5	0,006271	0,4191	0,1896	5	5
0,1	19,7	0,006136	0,42	0,1916	5	5
0,1	26,8	0,005879	0,4509	0,1936	5	5
0,1	23,2	0,006005	0,4404	0,1952	5	5
0,1	26,2	0,005817	0,435	0,1956	5	5
0,1	30,5	0,005756	0,4638	0,1962	5	5
0,1	30,3	0,005756	0,453	0,1976	5	5
0,1	30,4	0,005756	0,4485	0,1976	5	5
0,1	26,8	0,005817	0,4674	0,1988	5	5
0,1	28,7	0,005756	0,4548	0,1994	5	5
0,1	27,1	0,005756	0,4503	0,2006	5	5
0,1	26,4	0,005817	0,4788	0,2008	5	5
0,1	23,2	0,005879	0,4677	0,2008	5	5
0,1	23,1	0,005879	0,4644	0,201	5	5
0,1	21,5	0,006136	0,4959	0,201	5	5
0,1	21,7	0,00607	0,4854	0,2016	5	5
0,1	21,7	0,00607	0,4806	0,2024	5	5
0,1	21,1	0,006203	0,5178	0,2024	5	5
0,1	21,2	0,006203	0,5025	0,2026	5	5
0,1	20,6	0,006271	0,4965	0,2032	5	5
0,1	20,6	0,006271	0,5286	0,203	5	5
0,1	21,5	0,006271	0,5178	0,203	5	5
0,1	21,2	0,006271	0,5064	0,203	5	5

A.1 TESTES COM GN

Tabela A-3 Resumo das incertezas obtidas direta e indiretamente utilizando GN.

Potência ± (kW)	T água resf. ± (°C)	fuel-flow ± (kg/h)	H2O-flow ± (L/h)	Eficiência Elétrica ±	Eficiência Cogeração ±	Consumo Específico ± (g/kWh)
0,008	0,1	0,00008	0,60	0,033	0,0562	0,747
0,009	0,1	0,00008	0,90	0,034	0,0552	0,726
0,009	0,1	0,00007	1,13	0,035	0,0542	0,703
0,010	0,1	0,00006	0,60	0,034	0,0625	0,724
0,010	0,1	0,00006	0,90	0,035	0,0578	0,710
0,010	0,1	0,00006	1,13	0,036	0,0578	0,696
0,011	0,1	0,00004	0,60	0,035	0,0630	0,722
0,012	0,1	0,00004	0,90	0,037	0,0600	0,689
0,012	0,1	0,00004	1,13	0,038	0,0602	0,670
0,012	0,1	0,00003	0,60	0,035	0,0651	0,723
0,013	0,1	0,00002	0,90	0,037	0,0678	0,695
0,013	0,1	0,00002	1,13	0,037	0,0594	0,685
0,013	0,1	0,00001	0,60	0,035	0,0662	0,729
0,014	0,1	0,00001	0,90	0,036	0,0633	0,708
0,014	0,1	0,00001	1,13	0,037	0,0618	0,685
0,014	0,1	0,00000	0,60	0,036	0,0680	0,715
0,015	0,1	0,00001	0,90	0,037	0,0649	0,704
0,015	0,1	0,00001	1,13	0,038	0,0636	0,680
0,015	0,1	0,00002	0,60	0,036	0,0689	0,721
0,016	0,1	0,00003	0,90	0,037	0,0684	0,701
0,017	0,1	0,00003	1,13	0,038	0,0674	0,680
0,017	0,1	0,00004	0,60	0,036	0,0732	0,718
0,017	0,1	0,00004	0,90	0,037	0,0706	0,698
0,018	0,1	0,00004	1,13	0,038	0,0699	0,688

Tabela A-4 Incertezas para dados de emissões, utilizando GN.

O₂ ± (%)	CO ± (ppm)	Λ ±	T_g ± (°C)	T_a ± (°C)	NO ± (ppm)	NO₂ ± (ppm)
0,1	11,7	0,0063	0,4551	0,2048	5	5
0,1	11,1	0,0063	0,4446	0,2046	5	5
0,1	12,2	0,0063	0,4416	0,2050	5	5
0,1	17,1	0,0061	0,4656	0,2044	5	5
0,1	20,1	0,0061	0,4551	0,2046	5	5
0,1	18,7	0,0061	0,4530	0,2050	5	5
0,1	25,0	0,0060	0,4785	0,2046	5	5
0,1	25,4	0,0059	0,4668	0,2048	5	5
0,1	24,5	0,0059	0,4671	0,2046	5	5
0,1	31,2	0,0059	0,4875	0,2046	5	5
0,1	30,2	0,0059	0,4782	0,2046	5	5
0,1	28,8	0,0059	0,4785	0,2044	5	5
0,1	26,1	0,0061	0,5040	0,2042	5	5
0,1	25,6	0,0060	0,4887	0,2044	5	5
0,1	25,9	0,0060	0,4821	0,2046	5	5
0,1	22,1	0,0061	0,5073	0,2016	5	5
0,1	25,4	0,0061	0,4938	0,2010	5	5
0,1	25,3	0,0061	0,4902	0,2010	5	5
0,1	22,0	0,0062	0,5166	0,2004	5	5
0,1	22,0	0,0063	0,4980	0,2004	5	5
0,1	23,5	0,0062	0,4938	0,2006	5	5
0,1	14,6	0,0069	0,5244	0,1990	5	5
0,1	20,6	0,0065	0,5079	0,1988	5	5
0,1	18,8	0,0065	0,5091	0,1984	5	5

Anexo 1

DADOS DE ENTRADA E SAÍDA PROCESSADOS PELO SOFTWARE PROSA PARA O MOTOR SOLO

PROSA In-/Output File: D:\robledo\Mestrado\Dissertacao\ensaio-
solo\PROSA\solol.dat
using: PROSA Version: 2.3.2 Serial number: 1024
This copy of PROSA is licensed to: UNIFEI Instituto de Engenharia
Mecanica

saved: 19.08.2005 at 00:21:45

comment:
/

Cycle evaluation performed for:

Thermodyn. Cycle:	Stirling
Application:	prime mover
Piston motion:	sinusoidal
Cylinder configuration:	alpha

output data:

general performance data:

driving heat flow	: 39,58 [kW]
released heat flow	: 28,09 [kW]
indicated mech. power	: 9,71 [kW]

efficiency (indicated)	: 0,2453 [-]
speed	: 1800 [rpm]

heat flow:	
warm cylinder	: -1,4462 [kW]


```

warm heat exchanger : -26,642 [kW]
hot heat exchanger  : 35,163 [kW]
hot cylinder        : 4,4156 [kW]
pressure data:
  max. pressure      : 242,1 [bar]
  min. pressure      : 80,95 [bar]
  rel. pressure ampl. : 0,5756 [ - ]
  phase angle        : 113,4 [deg]
regenerated heating power: 226,7 [kW]
total heat loss to crank case: 1,781 [kW]

regenerator losses [W]:
  heat transfer      : 968,64 [W]
  conduction(matrix) : 246,27 [W]
  dispersion         : 327,92 [W]
  temperature swing  : 141,57 [W]
  bypass loss        : 0 [W]
  total thermal loss : 1684,4 [W]

  shuttle loss       : 0 [W]
  enthalpy loss      : 0 [W]
  conduction(wall)   : 0 [W]
mechanical losses [W]:
  pressure drop      : 11477 [W]
  seal friction       : 26,4 [W]

other losses [W]:
                                adiabatic loss[W]   mixing loss[W]
warm cylinder           :    150,26                404,28
warm heat exchanger    :    1195,9                395,93
hot heat exchanger     :    1395,3                1590,7
hot cylinder           :    398,88                1538,5

heat losses to crank case [W]:
                                conduction[W]       shuttle loss[W]   enthalpy
loss[W]
warm cylinder           :    12,37                0                0
hot cylinder           :    1768,9                0                0

temperatures [°C]:
                                fluid/ wall(outside)/ wall(inside)/ gas(mean)/
gas(ampl.)
warm cylinder           :    xxxx    30    61,61    95,807
53,109
warm heat exchanger    :    xxxx    30    34,011    73,413
37,032
hot heat exchanger     :    xxxx    740    733,22    669,87
66,527
hot cylinder           :    xxxx    740    682,64    580,15
151,58

pressure drop (maximum values):
warm cylinder           : 0 [bar]
warm heat exchanger    : 0,35376 [bar]
regenerator            : 7,3684 [bar]
hot heat exchanger     : 11,008 [bar]
hot cylinder           : 0 [bar]

mass flows (mean values p. half cycle):
warm cylinder (entrance/exit) : 109,75 [g/s]
warm heat exchanger          : 95,24 [g/s]
regenerator                   : 74,954 [g/s]

```

hot heat exchanger : 68,13 [g/s]
hot cylinder (entrance/exit) : 67,084 [g/s]

heat transfer data:

		conduct.(wall)[W/K]/alpha(inside)[W/m2K]/	
AHX_eff(inside)[m2]			
0,00830559	warm cylinder	: 46,1421	5135,29
	warm heat exchanger	: 6642,03	5978,47
	regenerator	: xxxx	17087,3
	hot heat exchanger	: 5184	13475,2
0,00830559	hot cylinder	: 46,1421	3109,11

	max. Re [-]	max. velocity[m/s]
warm heat exchanger	: 23971,9	22,6714
regenerator	: 88,3294	6,91253
hot heat exchanger	: 41874	155,952

piston rod forces:

piston 1: warm piston

	max. compress.	max. traction
result. force [kN]	: 55,916	14,109
at angular pos. [°]	: 242,7	45,3
pressure force [kN]	: 51,967	9,202
at angular pos. [°]	: 246,1	61,7
damping force [kN]	: 6,6613	6,6613
at angular pos. [°]	: 197,8	17,8
force of inertia [kN]	: 0,70351	0,70351
at angular pos. [°]	: 90	270

piston 2: hot piston

result. force [kN]	: 46,866	4,486
at angular pos. [°]	: 248,6	86,7
pressure force [kN]	: 51,967	9,202
at angular pos. [°]	: 246,1	61,7
damping force [kN]	: 5,725	5,725
at angular pos. [°]	: 34,7	214,7
force of inertia [kN]	: 0,70351	0,70351
at angular pos. [°]	: 0	180

max. crank case pressure: 107,7 [bar]

min. crank case pressure: 93,15 [bar]

input data:

working gas : helium

general data:

mean working gas pressure : 140,000 [bar]

outside temperatures

warm cylinder : 30 [°C] (wall temperature)

warm heat exchanger : 30 [°C] (wall temperature)

hot heat exchanger : 740 [°C] (wall temperature)

hot cylinder : 740 [°C] (wall temperature)

speed : 1800 [rpm] (constant value)

desired mech. power : 9 [kW] (initial value)

factor for pressure drop : 1,3 [-]

additional dead volumes

warm cylinder : 5 [cm³]

hot cylinder : 5 [cm³]

```

dead volume of connecting channels
  warm cylinder/warm heat exchanger: 5 [cm³]
  warm heat exchanger/regenerator: 5 [cm³]
  regenerator/hot heat exchanger: 5 [cm³]
  hot heat exchanger/hot cylinder: 5 [cm³]
kinematics
  mean crank case pressure      : 100 [bar]
  warm piston:
    piston mass                  : 0,9 [kg]
    friction force               : 5 [N]
    crank space volume          : 2500 [cm³]
  hot piston:
    piston mass                  : 0,9 [kg]
    friction force               : 5 [N]
    crank space volume          : 2500 [cm³]
external efficiencies
  burner efficiency             : 100 [%]
  generator efficiency          : 100 [%]
  crank mechan. efficiency      : 100 [%]

warm cylinder volume:
  warm piston
    cylinder bore                : 68 [mm]
    piston stroke                : 44 [mm]
    phase angle                  : 90 [deg]
  diameter of piston rod        : 13 [mm]
  piston clearance              : 0,5 [mm]
  thickness of cylinder wall    : 9 [mm]
  therm. conduct. wall material : 50 [W/mK]
  factor for inner heat transfer: 1 [-]

warm heat exchanger: tube bundle heat exchanger
  tube length                   : 100 [mm]
  number of tubes               : 300 [ - ]
  inner diameter                : 1,2 [mm]
  wall thickness                : 0,4 [mm]
  therm. conduct. wall material : 18 [W/mK]
  Surface roughness            : 0,03 [mm]
  non-active tube length        : 0 [mm]

regenerator: wire mesh regenerator
  matrix outer diameter         : 68 [mm]
  matrix inner diameter         : 0 [mm]
  matrix length                 : 30 [mm]
  wire diameter                 : 0,05 [mm]
  number of layers              : 300 [ - ]
  mesh size                     : 0,08 [mm]
  porosity                      : 0,421138 [ - ]
  therm. conduct. matrix materia: 18 [W/mK]
  density matrix material       : 7900 [m3/kg]
  spec. heat matrix material    : 500 [J/kgK]
  Gap width                     : 0 [mm]

hot heat exchanger: fin type heat exchanger
  channel length                : 300 [mm]
  number of channels            : 24 [ - ]
  height of fins                : 4 [mm]
  width of fins                 : 0,5 [mm]
  width of channels             : 1 [mm]
  wall thickness                : 0,75 [mm]
  therm. conduct. wall material : 360 [W/mK]
  therm. conduct. fin material  : 360 [W/mK]

```

Surface roughness : 0,03 [mm]
non-active channel length : 0 [mm]

hot cylinder volume:
hot piston
cylinder bore : 68 [mm]
piston stroke : 44 [mm]
phase angle : 0 [deg]
diameter of piston rod : 13 [mm]
piston clearance : 0,5 [mm]
thickness of cylinder wall : 9 [mm]
therm. conduct. wall material : 50 [W/mK]
factor for inner heat transfer: 1 [-]

heat losses:

heat losses to crank case:
crank case temperature : 25 [°C]

heat conduction losses (cylinder/piston - crank case)
1. heat conduct. path (warm cylinder/piston)
notation: warm
outer diameter : 86 [mm]
inner diameter : 68 [mm]
length : 44 [mm]
thermal conductivity : 50 [W/mK]
2. heat conduct. path (hot cylinder/piston)
notation: hot
outer diameter : 86 [mm]
inner diameter : 68 [mm]
length : 44 [mm]
thermal conductivity : 50 [W/mK]