JOSE EDMUNDO PITILLO

COGERAÇÃO USANDO GASES DE ESCAPAMENTO DE MOTORES DIESEL SOBREALIMENTADOS, POTENCIALIDADES, IMPACTOS

UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
2006

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)

P684c Pitillo, Jose Edmundo, 1955-
Cogeração usando gases de escapamento de motores diesel sobrealimentados, potencialidades, impactos / Jose Edmundo Pitillo. - 2006.
128 f. : il.

Orientador: Oscar Saul Hernandez Mendoza.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal de Uberlândia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
Inclui bibliografia.

1. Energia elétrica e calor - Cogeração - Teses. 2. Motores diesel - Teses. 1. Hernandez Mendoza, Oscar Saul. II. Universidade Federal de Uberlândia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

CDU: 621.311

Elaborada pelo Sistema de Bibliotecas da UFU / Setor de Catalogação e Classificação

JOSE EDMUNDO PITILLO

COGERAÇÃO USANDO GASES DE ESCAPAMENTO DE MOTORES DIESEL SOBREALIMENTADOS, POTENCIALIDADES, IMPACTOS

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**.

Área de Concentração: Transferência de Calor e Mecânica dos Fluídos.

Orientador: Prof. Dr. Oscar Saul Hernandez Mendoza

UBERLÂNDIA - MG

2006

“A amizade é um sentimento mais nobre do que o amor. Eis que permite que o objeto dela se divida em outros afetos, enquanto o amor tem intrínseco o ciúme que não admite a rivalidade”.

Aos meus pais, irmãos, esposa e filhos.

A G R A D E C I M E N T O S

Trata-se de uma questão de Estilo, História e Procedimentos, visto que as necessidades remetem à sabedoria.

A todos que me fizeram acreditar ser possível, meu agradecimento.

Ao professor Oscar Mendonza, que extrapolando a função de educador, soube identificar a forma e o momento exato dos incentivos.

E em especial ao professor Gleyzer Martins, que a despeito da sua competência me permitiu compartilhar de sua amizade.

PITILLO, J. E. **Cogeração usando Gases de Escapamento de Motores Diesel Sobrealimentados, Potencialidades, Impactos** 2006.128f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

Resumo

A cogeração é uma ferramenta largamente utilizada para se aprimorar sistemas térmicos através do uso de ciclos combinados. Neste sentido procurou-se identificar a ordem de grandeza da energia excedente, manifestada na turbina empregada para promover a sobrealimentação de motores, equipadas com wastegate e/ou de dupla entrada com seção efetiva variável, permitindo o seu aproveitamento na geração de potencia frigorífica para aplicação veicular. Para tanto foi utilizada uma modelagem semi-empírica para o motor, fundamentada no ciclo Otto, e através de considerações extraídas das leis da termodinâmica, aplicadas ao escoamento do ar e dos gases pelos equipamentos auxiliares do motor, definiu-se uma modelagem que possibilitou avaliar o comportamento dos parâmetros que caracterizam a operação do motor. Os modelos foram validados segundo dados experimentais extraídos da literatura (Bermudez 1995) para a condição do motor operando a plena carga. Em base aos resultados simulados, determinou-se a potencia líquida ou de co-geração do turbocompressor, admitindo que os gases de escape destinados a wastegate foram redirecionados a expandirem na turbina, assim como para as turbinas de dupla entrada ao sofrerem modificações em sua seção efetiva, permitem a obtenção deste excedente. Um outro aspecto também avaliado é a questão referente à disponibilidade desta energia durante um percurso de operação do motor. Neste sentido observou-se que durante este percurso o motor manteve-se 70% de seu tempo de operação em condição de disponibilizar esta energia líquida, ou seja, com a wastegate aberta.

Palavras chave: Ciclos combinados. Motor sobrealimentado. Modelagem semi-empírica. Potencia de Cogeração. Wastegate.

PITILLO, J. E. **Cogeneration by using discharge gases in Diesel Engines Turbocharged, Potentialities and Impacts** 2006.128f. Dissertation of Master's degree, Federal University of Uberlândia, Uberlândia.

Abstract

Cogeneration is a broadly used tool to improve the performance of thermal systems by using combined cycles. In this sense, it is aimed to identify the amount of spare energy found in the turbine used to perform extra power in engines equipped either with waste-gate or twin flow. In this way, refrigerating power is used motor vehicle applications. For this purpose, a semi-empirical model is used for the engine, as based on the Otto cycle. Consequently, considerations extracted from the thermodynamic laws are applied to the air and gas flow through the various auxiliary engine components leading to a model that permits to evaluate the behavior of the parameters that characterize the operating conditions of the engine. The models were validated according to experimental data extracted from the literature (Bermudez, 1995) for the engine operating under full charge condition. Based on simulated results, the liquid power (cogeneration power) of the turbo-compressor was calculated by considering that the discharge gases were reoriented to the waste-gate to expand in the turbine. Similarly, VGT turbines allow obtaining this eventual extra power by varying its effective flow area. Another important aspect that was evaluated in this dissertation is related to the availability of the extra energy during the operation of the engine. In this sense, it was observed that this extra power was available in the engine during 70% of its operation time, under the condition of open waste-gate.

Words key: Combined cycles. Turbo Engine. Semi-empiric modelling. Potency of Cogeneration. Waste-gate.

SUMÁRIO

Descrição **Página**

Capítulo I **INTRODUÇÃO**

1.1 Objetivo 1
1.2 Justificativas 1
1.3 Ciclos Motores 2
1.4 Sistemas de Aspiração de Ar 7
1.5 Aplicação das Turbomáquinas 9
1.6 Turbomáquinas 11
1.7 PRC. Processos de Renovação da Carga 13
1.8 Cogeração de Energia e Potencia Elétrica 16
1.9 Obtenção dos Modelos 18
1.10 Critérios Adotados no Desenvolvimento do Trabalho 19

Capítulo II **REVISÃO BIBLIOGRÁFICA** 20 .

Capítulo III **MODELAGEM**

3.1 Introdução 33
3.2 Obtenção dos Modelos 35
3.2.1 Modelando o Compressor 35
3.2.2 Modelando o Intercooler 39
3.2.3 Modelando o Motor 40
3.2.4 Modelando a Turbina 47
3.2.5 Modelando o Sistema Final de Exaustão 51
3.2.6 Modelando o Fluxo de Massa 52

Capítulo IV **AJUSTE, VALIDAÇÃO E SIMULAÇÃO.**

4.1 Introdução 53
4.2 Ajuste do Compressor 54
4.3 Ajuste do Intercooler 58
4.4 Ajuste da Turbina 60
4.5 Ajuste do Motor 64
4.6 Ajuste do Sistema Final de Exaustão 70
4.7 Ajuste no Fluxo de Massa 70

Capítulo V **AN ÁLISE DOS RESULTADOS** 73

Capítulo VI **CONCLUSÃO** 83

Capítulo VII **TRABALHOS FUTUROS** 86

Referências Bibliográficas 87

Anexo I **POTÊNCIA DE COGERAÇÃO / ANALISE QUANTITATIVA** 90

Anexo II **VÁLVULA DE ALIVIO (WASTEGATE)** 96

Anexo III **MODELAGEM DA POTÊNCIA DO MOTOR** 99

Anexo IV **DADOS EXPERIMENTAIS DISPONIBILIZADOS PELA LITERATURA** 103

Lista de figuras

Descrição **Página**

Figura 1.1	Esquema operacional dos quatro tempos de uma máquina térmica do tipo Otto.	2
Figura 1.2	Funcionamento de um motor tipo Otto	3
Figura 1.3	Ciclo ideal composto Otto-Diesel	4
Figura 1.4	Comparação entre os ciclos das máquinas Otto e Diesel	5
Figura 1.5	Ganho relativo de torque, de um motor ciclo Otto ou Diesel sobrealimentado.	7
Figura 1.6	Eficiência de motores turbos de vários tamanhos	8
Figura 1.7	Perda de potencia de motores aspirados em função da altitude	9
Figura 1.8	Relação de pressão em função do fluxo de massa, para velocidades diferentes do eixo da turbina.	11
Figura 1.9	Processo de funcionamento de uma turbomáquina	13
Figura 1.10	Esquema de um motor Diesel sobrealimentado	14
Figura 1.11	Comparação da eficiência entre cogeração e produção separada de Eletricidade e Calor	16
Figura 1.12	Esboço de um sistema de cogeração com turbina a vapor	17
Figura 1.13	Conceito básico de um sistema de cogeração	18
Figura 2.1	Esboço de um circuito duplo turbinado de produção de potencia	31
Figura 2.2	Esboço da operação de um circuito duplo turbinado	32
Figura 3.1	Diagrama esquemático de um motor sobrealimentado (06) cilindros	34
Figura 3.2	Circuito completo da operação do Motor	34
Figura 3.3	Diagrama PV de um ciclo Otto ideal	41
Figura 3.4	Esquema da roda de D’laval e do diagrama de velocidade	48
Figura 4.1(a)	Relação de pressão versus fluxo de massa de ar	55
Figura 4.1(b)	Erro da modelagem para a relação de pressão do compressor	55
Figura 4.2(a)	Rendimento do compressor em função do fluxo de massa de ar	57

Figura 4.2(b)	Erro da modelagem para o rendimento do compressor	57
Figura 4.3(a)	Pressão após o intercooler em função do fluxo de massa de ar	59
Figura 4.3(b)	Erro da modelagem para a pressão de saída do intercooler	59
Figura 4.4(a)	Efetividade do intercooler em função do fluxo de massa de ar	60
Figura 4.4(b)	Erro da modelagem para a efetividade do intercooler	60
Figura 4.5(a)	Rendimento em função do fluxo de massa de gás	62
Figura 4.5(b)	Erro da modelagem para o rendimento da turbina	62
Figura 4.6(a)	Fluxo de massa de gás em função da relação de pressão da turbina	64
Figura 4.6(b)	Erro da modelagem para o fluxo de massa de gás	64
Figura 4.7(a)	Temperatura dos gases de exaustão do motor em função da rotação do motor	68
Figura 4.7(b)	Erro da modelagem para a temperatura dos gases de exaustão do motor	68
Figura 4.8(a)	Potencia desenvolvida pelo motor em função da rotação do motor	69
Figura 4.8(b)	Erro da modelagem para a potencia desenvolvida pelo motor	69
Figura 4.9	Rendimento volumétrico em função da rotação do motor	71
Figura 4.9	Rendimento volumétrico em função da rotação do motor	71
Figura 5.1	Diagrama de blocos aplicado na simulação do ciclo do motor	73
Figura 5.2(a)	Resultado da simulação na obtenção da temperatura de saída dos gases de escape do motor em função da rotação do motor	74
Figura 5.2(b)	Erros identificados na temperatura de saída dos gases de escape do motor em relação aos valores medidos e os valores calculados	74
Figura 5.3(a)	Resultado da simulação na obtenção da potencia desenvolvida pelo motor em função da rotação do motor	75
Figura 5.3(b)	Erros identificados na potencia desenvolvida pelo motor em relação aos valores medidos e os valores calculados	75
Figura 5.4	Fluxo de massa de ar no motor em função da rotação do motor	76
Figura 5.5	Resultado da simulação na obtenção da potencia da turbina em função da rotação do motor.	77
Figura 5.6	Potencia líquida desenvolvida na turbina em função da rotação do motor.	79
Figura 5.7	Pressão manométrica de sobrealimentação do motor em função do seu regime de giro.	80

Figura A1. 1	Trabalho em função do ângulo de giro	90
Figura A1. 2	Fluxo de massa de ar no motor em função da rotação do motor	91
Figura A1. 3	Rotação da turbomáquina em função da rotação do motor	92
Figura A1. 4	Curva de operação do compressor / motor 04 cilindros	93
Figura A2. 1	Conjunto wastegate-turbocompressor-motor	96
Figura A2. 2	Diagrama esquemático de uma turbina de dupla entrada	98
Figura A2. 3	Esquema do modelo de uma turbina de dupla entrada	98
Figura A3. 1	Diagrama pressão em função do volume, para um ciclo Otto.	99
Figura A4. 1	Temperatura do ar após o intercooler em função da rotação do motor	103
Figura A4. 2	Pressão após o intercooler em função da rotação do motor	103
Figura A4. 3	Trabalho da turbina em função da rotação do motor	104
Figura A4. 4	Fluxo de massa de ar no motor em função da rotação do motor	104
Figura A4. 5	Rotação da turbomáquina em função da rotação do motor	104
Figura A4. 6	Pressão instantânea na saída do compressor, com o motor operando a 2000 [RPM] em função do angulo de giro	105
Figura A4. 7	Rendimento do compressor com o motor operando a 2000 [RPM] em função do angulo de giro	105
Figura A4. 8	Fluxo de massa instantâneo no motor , com o motor operando a 2000 [RPM] em função do angulo de giro	105
Figura A4. 9	Trabalho em função do angulo de giro	106
Figura A4. 10	Pressão de sobrealimentação em função do angulo de giro	106
Figura A4. 11	Pressão instantânea na admissão em função do angulo de giro	106
Figura A4. 12	Pressão instantânea no escape em função do angulo de giro	107
Figura A4. 13	Fluxo de massa de ar admitido por cilindro ciclo do motor em função da rotação do motor	107
Figura A4. 14	Rotação da turbomáquina em função da rotação do motor	107

Figura A4. 15 Fluxo de massa de ar admitido no motor em função da rotação do motor 108

Figura A4. 16 Relação ar combustível em função da rotação do motor 108

Figura A4. 17 Temperatura do gás de entrada na turbina em função da rotação do motor 108

Figura A4. 18 Torque efetivo do motor em função da rotação do motor 109

Figura A4. 19 Mapa de operação da Turbomáquina 109

Lista de Tabelas

Tab.4.1 Relação entre as variáveis fluxo de massa de ar, rotação do motor e rotação da turbomáquina 72

Tab.4.2 Relação entre as variáveis fluxo de massa de ar, fluxo de massa de combustível, fluxo de massa de gás, em função da rotação do motor. 72

Lista de símbolos

Abreviaturas

HVAC	Heating Ventilation and Air Conditioning
OPC	Opel Performance Center
PCI	Poder Calorifico Individual
CD	Coeficiente de Descarga
PRC	Processo de Renovação de Carga
VGT	Turbina de Geometria Variável
JVGT	Momento de Inércia de Massa
COP	Coeficiente de desempenho
MVEM	Modelo do motor de valor médio
MCIA	Motor de Combustão Interna Alternativo
NG	Gás Natural
ICE	Ignição por centelha
CHP	Calor e Força Combinados
CI	Ignição por compressão
TES	Transient Emission Sampling

Letras Latinas

C	Velocidade absoluta	[m/s]
Cp	Calor específico à pressão constante	[J/kgK]
Cv	Calor específico a volume constante	[J/kgK]
D	Diâmetro	[m]
M	Torque	[N.m]
N	Velocidade de rotação	[RPM]
P	Pressão	[kPa]
q	Calor transferido por unidade de massa	[J/kg]
R	Constante dos gases	[J/kgK]
r	relação	[–]
Rp	Relação de pressão	[–]
T	Temperatura	[K]
u	Energia interna específica	[J/kg]
U	Velocidade tangencial	[m/s]
V	Volume	[m³]
v	Volume específico	[m³/kg]
m	Massa	[kg]
W	trabalho	[kg]
W	Velocidade relativa	[m/s]
$\dot{m}$	Fluxo de Massa	[kg/s]
$\dot{W}$	Potencia	[kW]
K	Constante de ajuste	[–]

Letras Gregas

e	Eficiência	[–]
?	Relação politrópica dos gases	[–]
?	Relação entre ar/combustível real e ar/combustível estequiométrico	[–]
?	Rendimento	[–]
ß	Ângulo entre a velocidade relativa e a velocidade tangencial	[rad]
a	Ângulo entre a velocidade absoluta e a velocidade tangencial	[rad]
?	Coeficiente de perdas	[–]
?	Velocidade angular	[rad/s]

Subscritos

scp	Saída do compressor
adiabático	Adiabático
sinter	Saída do intercooler
sm	Saída do motor
amb	Ambiente
ar	Ar
AR	Ar
ar,em	Ar na entrada do motor
ar,m	Ar no motor
sTb	Saída da turbina
atm	Atmosférica
c	Compressão
c,m	Compressão no motor
cilin	Cilindros
cool	Resfriamento
cp	Compressor
desl	Deslocado
ecp	Entrada do compressor
eixo	Eixo
em	Entrada do motor
escape	Escape
eTb	Entrada da turbina
fuel	Combustível
G	Gás
Gr	Gás residual
HV	Calorífico
in	Específico
inter	Intercooler
mistura	Mistura
r	Residual
rev/mim	Revoluções por minutos

Sar	Isentrópica do ar
sG	Isentrópica do gás
SU	Suplay
Tb	Turbina
TC	Turbomáquina
Thr	Thourgh
vol	Volumétrico
x	Fração

C A P I T U L O I

Introdução

1.1 Objetivo

O desafio deste trabalho consiste em obter a potencialidade de cogeração de energia, que proporcione a geração de um trabalho de eixo secundário (potência de cogeração), extraído de uma eventual energia excedente, identificada na turbina acoplada a um motor Diesel sobrealimentado, observando sempre o equilíbrio dos impactos promovidos sobre o equipamento térmico primário (motor). A questão permite avaliar a possibilidade de se viabilizar o aproveitamento do potencial energético não utilizado dos gases de exaustão de um motor Diesel sobrealimentado, através de uma modelagem e simulação dos seus componentes, analisando os diferentes regimes de operação.

1.2 Justificativa

Atualmente têm-se realçado preocupações pertinentes no que se refere a uma eventual escassez das fontes geradoras de combustíveis. Identificar soluções alternativas de fontes geradoras de energia, e a otimização da utilização dos atuais sistemas é um dos principais focos de estudo da comunidade científica. Entretanto essas iniciativas devem ser sempre acompanhadas de uma análise de viabilidade econômica. O sistema de refrigeração veicular, empregado tanto para conforto térmico e/ou para conservação de alimentos perecíveis, apresenta-se como um fator de alto consumo de energia elétrica, sendo uma planta passível de estudos no desenvolvimento de projetos que possam minimizar estes custos operacionais. O uso combinado de ciclos térmicos de forma a proporcionar um melhor aproveitamento de energia, tem sido uma das alternativas amplamente empregadas. Assim sendo, utilizar a energia dos gases de exaustão de um motor Diesel para a sua sobrealimentação é uma técnica bastante conhecida. Neste sentido (Martins, 2002) levantou

a possibilidade do emprego da energia excedente da sobrealimentação em sistemas de resfriamento de ar, através de um ciclo Brayton/joule reverso. Baseado nesta observação focou-se este trabalho no emprego desta energia para geração de energia elétrica que poderia ser destinada a um sistema convencional de refrigeração, avaliando os impactos eventualmente ocorridos sobre o motor.

1.3 Ciclos Motores.

Dois ciclos basicamente assumem papel de relevância quando se referem a máquinas à combustão interna, o ciclo Diesel e o ciclo Otto. Estas máquinas, inventadas no final do século XIX, são compostas de no mínimo um cilindro, contendo um êmbolo móvel (pistão) e diversas peças móveis (Silveira, 2000). A Figura 1 é uma representação esquemática e simplificada das partes principais de uma máquina Otto (ou Diesel).

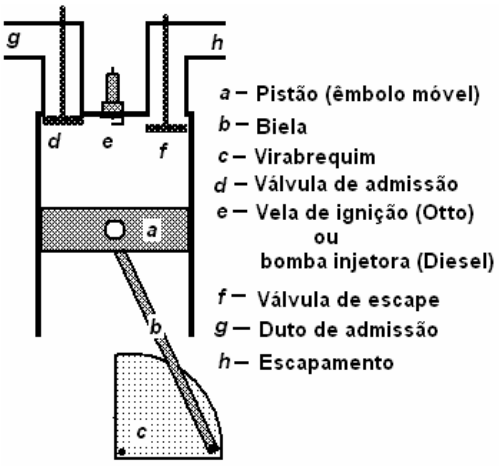


Figura 1.1 - Esquema operacional dos quatro tempos de uma máquina térmica do tipo Otto.

A característica fundamental das máquinas Otto é a de na admissão (1º tempo) aspirarem uma mistura gasosa de ar e combustível (gasolina, álcool, gás e outro combustível).

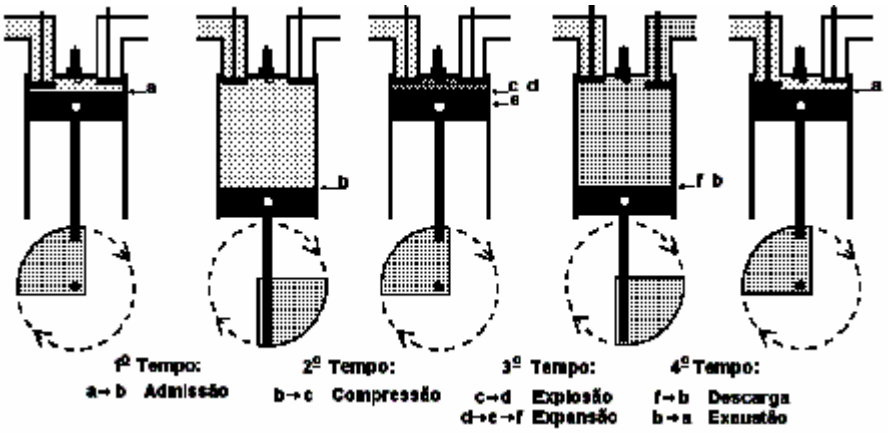


Figura 1.2 - Funcionamento de um motor tipo Otto.

Depois que o cilindro está cheio com esta mistura, a válvula de admissão, que estava aberta durante o 1º tempo, fecha-se; então a mistura de ar e combustível sofre a compressão (2º tempo). A seguir uma centelha elétrica na vela de ignição deflagra a explosão e, conseqüentemente, a expansão (3º tempo) da mistura gasosa. Finalmente a válvula de escape abre-se, ocorrendo simultaneamente a descarga da mistura gasosa para a atmosfera e a exaustão do restante dos gases queimados (4º tempo).

As máquinas do tipo Diesel diferem das máquinas do tipo Otto por, no 1º tempo, admitirem apenas ar. O ar é então comprimido durante o 2º tempo e, como neste processo ainda não há combustível, é possível se atingir uma taxa de compressão (razão entre o máximo volume admitido pelo volume mínimo no início da admissão) mais elevada - entre 16:1 e 20:1 - do que nas máquinas do tipo Otto. Quando, no início do 3º tempo, o ar está maximamente comprimido e a alta temperatura (de 600 a 750 K), uma bomba injetora, posicionada no lugar da vela de ignição da figura 2, vaporiza combustível (usualmente óleo diesel) para dentro do cilindro, ocorrendo a combustão espontânea (explosão) e a expansão dos gases. Finalmente ocorre o 4º tempo, durante o qual os gases são expulsos do cilindro.

Da analise de um ciclo Otto é possível concluir que, aumentando a relação de compressão obtemos um aumento no rendimento do ciclo, embora os rendimentos dos ciclos Otto, possam afastar-se significativamente dos rendimentos dos motores reais. O ciclo ideal que mais se aproxima do que efetivamente ocorre em máquinas do tipo Otto ou Diesel é o ciclo composto Otto-Diesel, representado na Fig. 1.3 através de um diagrama pressão versus volume.

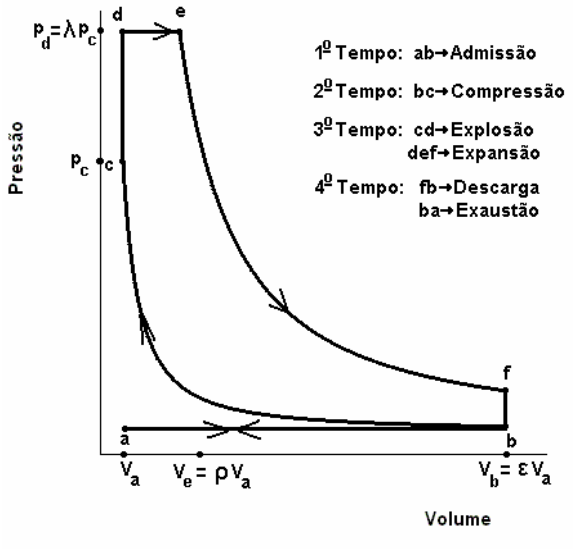


Figura 1.3 - Ciclo ideal composto Otto-Diesel.

Os processos $\overline{ef}$ e $\overline{bd}$ da Fig. 1.3 representam transformações adiabáticas. Além da taxa de compressão representada na Fig. 1.3 pelo parâmetro e, ser diferente entre as máquinas de Otto e Diesel, há também diferenças nos outros dois parâmetros l e r apresentados na Fig. 1.3.

O parâmetro l expressa em que proporção a pressão aumenta durante a combustão da mistura gasosa. Este crescimento é maior na máquina Otto, pois conforme já notado, a combustão é deflagrada por uma centelha elétrica na vela de ignição. Ocorre então um brusco aumento da pressão, praticamente sem variação de volume, que chega a triplicá-la; isto é, l é aproximadamente igual a 3 na máquina Otto. Já na máquina de Diesel, a combustão ocorre simultaneamente com a introdução de combustível no cilindro (lembremos que nesta máquina apenas o ar foi comprimido), determinando que o volume, sem variar a pressão, não cresça muito e, portanto limita o aumento da temperatura. Assim, l é aproximadamente igual a 1,3 para a máquina Diesel.

O parâmetro r expressa o crescimento do volume, sem variar a pressão, até que todo o combustível foi queimado (final da combustão). Na máquina Otto este crescimento é ordem de 1,3. Na máquina Diesel, como a injeção de combustível não se dá instantaneamente, o gás se expande isobaricamente por cerca de quatro vezes o seu volume inicial. Desta forma, o parâmetro r é cerca de 1,3 na máquina Otto e cerca de 3,5 na máquina Diesel. A Fig. 1.4 permite que se comparem os ciclos das máquinas de Otto e Diesel; ambos com o mesmo volume máximo, em um diagrama pressão versus volume.

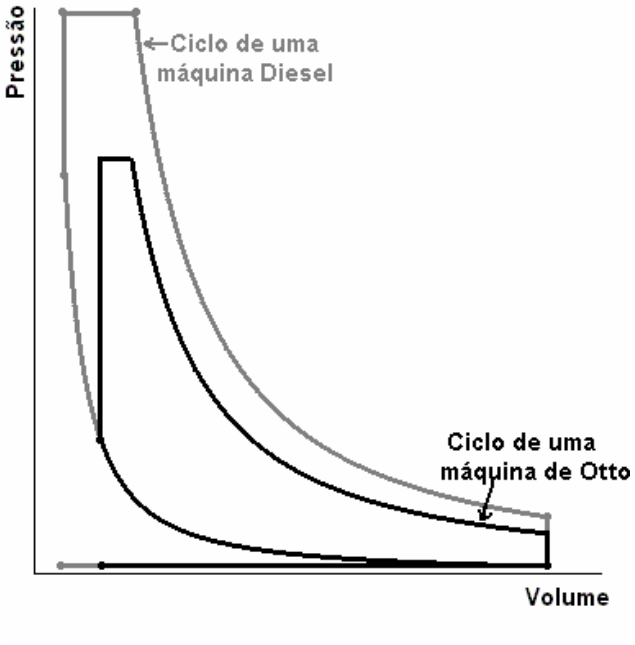


Figura 1.4 – Comparação entre os ciclos das máquinas Otto e Diesel

Esta figura representa o ciclo de uma máquina Otto com taxa de compressão de 8:1 e o ciclo de uma máquina Diesel com taxa de compressão de 18:1, ambos com o mesmo volume máximo e utilizando um gás diatômico. É importante observar que para os motores atuais operando segundo um ciclo Otto ocorre a compressão da mistura numa taxa em torno de 9:1 (gasolina) ou 12:1 (álcool), enquanto que para um motor operando segundo um ciclo Diesel observa-se a compressão do ar puro, numa taxa acima de 20:1. A área no interior do ciclo representa o trabalho fornecido pela máquina em um ciclo completo. É importante notar que no final da compressão, a máquina Diesel atinge uma pressão quase três vezes maior do que a pressão na mesma etapa de uma máquina Otto. Isto se deve à taxa de compressão mais elevada na primeira máquina do que na segunda. Da mesma forma a temperatura no final da compressão é maior na máquina Diesel (de 750 a 900 K) do que na máquina Otto (de 600 a 750 K).

Pode-se demonstrar que o rendimento (?) do ciclo composto é dado por:

$$h = 1 - \frac{1}{e^{g-1}} \frac{l\, r^{g} - 1}{l - 1 + g l \left(r - 1 \right)} \tag{1.1}$$

onde g é a razão entre o calor especifico à pressão constante pela calor especifico à volume constante do gás utilizado no ciclo termodinâmico,

$$g = \frac{C_p}{C_v} \tag{1.2}$$

A equação (1.1) implica que, mantido todos os parâmetros constantes, exceto a taxa de compressão (e), o rendimento aumenta. Entretanto, se calculamos os rendimentos da máquina de Otto e Diesel utilizando os parâmetros típicos apresentados anteriormente, encontramos rendimentos semelhantes, entre 50% e 60% para ambas, note-se que as duas máquinas não diferem apenas na taxa de compressão (Morin, 1976). O rendimento real das máquinas Otto é um pouco inferior ao das máquinas Diesel, situando-se entre 22% a 30% para as primeiras e entre 30% a 38% para as segundas.

Demonstra-se também que o trabalho no ciclo, mantido os demais parâmetros constantes, cresce quando aumenta a taxa de compressão e quando aumenta o produto da pressão pelo volume no final da admissão (1º tempo). Desta forma, é desejável implementar a taxa de compressão e o tamanho dos motores, caso se deseje obter mais trabalho e, no mesmo intervalo de tempo, mais potência. Outra maneira de implementar o trabalho no ciclo é aumentar a pressão no final da admissão (1º tempo). Neste momento a pressão é um pouco menor do que a pressão externa (pressão atmosférica); um compressor colocado antes da válvula de admissão providencia para que a pressão no final da admissão seja maior, conseqüentemente determinando que o motor tenha aspirado uma quantidade maior de ar (motor Diesel) ou de ar e combustível (motor Otto).

Na expectativa de se obter rendimentos térmicos h_T maiores, uma alternativa comum tem sido o controle das relações de compressão r_v , cujo comportamento apresenta-se com variações de uma forma direta com o rendimento térmico. Porém para motores ICE (ignição por centelha) a variação indiscriminada da r_v, leva ao fenômeno da detonação do combustível, que nada mais é do que a queima do combustível extremamente rápida, pela presença de fortes ondas de pressão no cilindro do motor, ocasionadas quando do aumento da relação de compressão, que originam as chamadas batidas tornando-se, a detonação, o parâmetro limite para o acréscimo da relação de compressão. A utilização de combustível com melhores características antidetonantes foi uma alternativa que contribuiu para a possibilidade do controle da relação de compressão.

É importante se observar características de comportamento nos motores SI no que se refere ao afastamento do ciclo aberto em relação ao ciclo padrão, tais como:

I. Os calores específicos dos gases reais aumentam com o aumento da temperatura.
II. O processo de combustão substitui o processo de transferência de calor a alta temperatura e a combustão pode ser incompleta.

III. Cada ciclo mecânico do motor envolve um processo de alimentação e descarga e, devido às perdas de carga dos escoamentos nas válvulas, são necessárias umas certas quantidades de trabalho para alimentar o cilindro com ar e descarregar os produtos da combustão no coletor de escapamento.

IV. Existe uma transferência de calor significativa entre os gases e as paredes dos cilindros.

V. Existem irreversibilidades associadas a gradientes de pressão e temperatura.

1.4 Sistemas de Aspiração de Ar.

A busca por motores de maior potência, maior torque, e melhor eficiência sempre foi perseguida por todos os fabricantes de automóveis, e dois grandes grupos são identificados, os motores de aspiração natural e os motores de aspiração forçada. Em ambos a mais importante variável que determina a capacidade de geração de potência é a massa de mistura admitida por ele por unidade de tempo. Nos motores de aspiração natural, a quantidade máxima de mistura admitida pelo motor é fixa e definida pela sua eficiência volumétrica para cada ponto de velocidade do motor, além disto as perdas de carga no coletor de admissão dificulta manter alta eficiência volumétrica para uma grande faixa de utilização (este problema hoje é minimizado através de comando de válvula e coletores variáveis). Já nos motores sobrealimentados pode-se alterar a quantidade de mistura admitida no motor muito acima de sua eficiência volumétrica máxima e manter esta situação sob diferentes condições de densidade atmosférica com a simples implementação de um turbocompressor. Abaixo está um gráfico empírico, representado pela figura 1.5, publicado pela Western Michigan University, do ganho relativo de torque de um motor de ciclo Otto ou Diesel com adoção de sobre-alimentação.

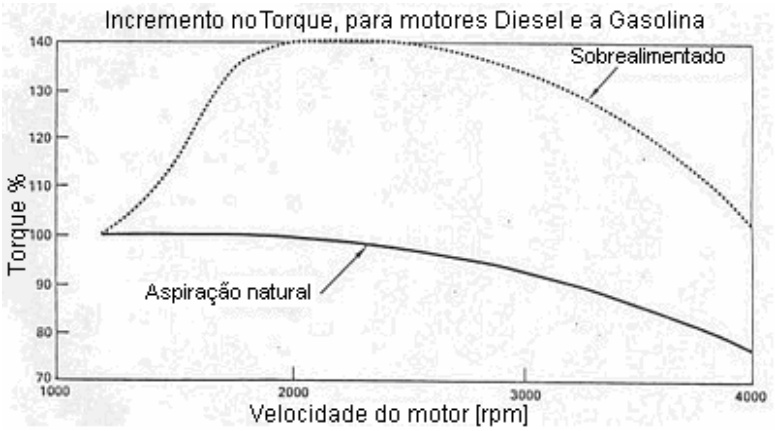


Figura 1.5 – Ganho relativo de Torque, de um motor ciclo Otto ou Diesel, sobrealimentado.

Além de maior potência comparada a um motor de mesmo tamanho e construção, os motores sobre-alimentados têm a vantagem de ter uma maior faixa de alta eficiência volumétrica. Outra vantagem comparativa é que na utilização de motores menores sobre-alimentados (menos atritos, peso etc) com a mesma potência de motores maiores aspirados trás ganhos de consumo de combustível em condições de utilização em carga baixa, além de obter vantagens dinâmicas devido ao menor peso específico por cavalo vapor gerado. Abaixo, novamente um gráfico, representado pela Fig. 1.6, que generaliza a eficiência do uso de motores menores com superalimentação versus motores maiores com a mesma potência, desenvolvido pela Western Michigan University.

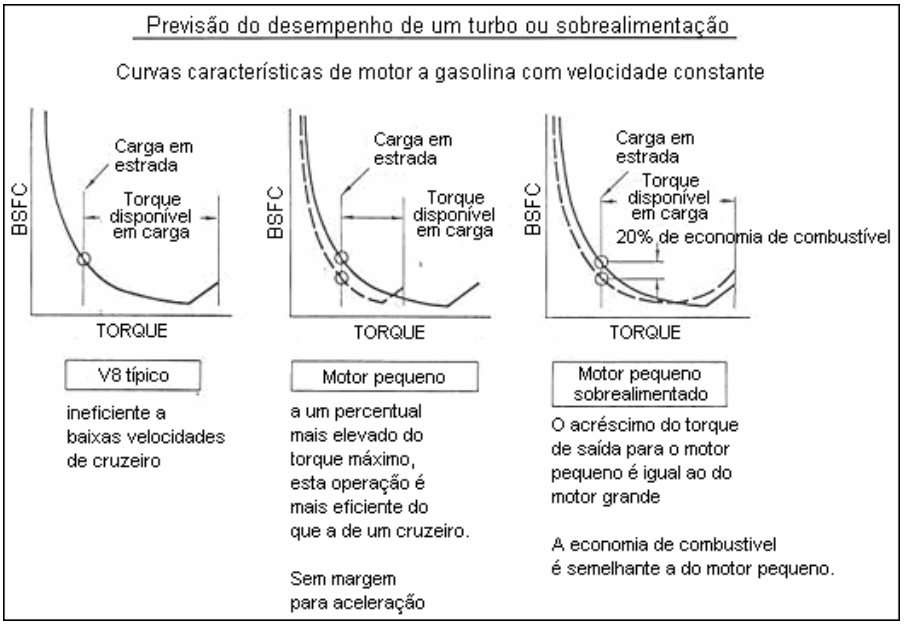


Figura 1.6 – Eficiência de motores turbo de vários tamanhos

Reparem pelo gráfico mais à direita, que os motores sobrealimentados são inferiores em eficiência somente sob alta carga sendo até 20% mais eficientes em cargas baixas e médias, onde mais de 90% do tempo o motor trabalha. Além de eficiência os motores sobrealimentados ainda têm a vantagem de estabilidade de desempenho sob diferentes condições ambientais. No gráfico abaixo, representado pela Fig.1.7, pode-se observar a perda de potência de motores aspirados em função da altitude:

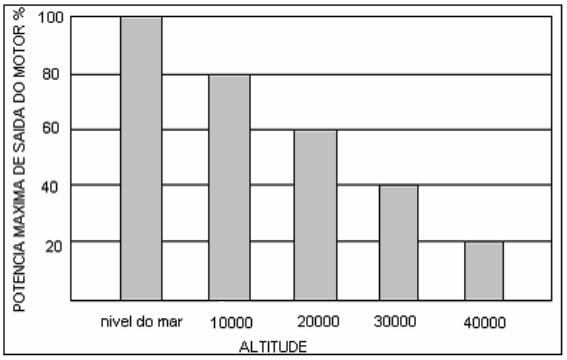


Figura 1.7 – Perda de potência de motores aspirados em função da altitude

Entretanto os motores sobrealimentados apresentam dois problemas cruciais que estão sendo tratados e tem mostrado perspectivas de soluções futuras promissoras. O primeiro deles é a não linearidade na entrega de potência. Esta não linearidade é atenuada pelo uso de turbos de baixa inércia, mas a resposta do motor ao acelerador não chega perto à dos motores aspirados naturalmente (excetuando-se os casos onde dispositivos anti-lag são utilizados, que mantêm a turbina sempre girando forte) e a resposta antes que o turbo seja capaz de produzir pressão também é inferior.

O segundo problema é as leis e padrões de testes para poluição de veículos. Os motores turbo demoram cerca de três vezes mais tempo para aquecer o catalisador que os motores aspirados, e isso os prejudica muito nas novas regras antipoluição. Para resolver o primeiro, turbinas e coletores de alta tecnologia de fluxo, válvulas de controle eletrônico e sistemas anti-lag têm atenuado o problema a níveis altamente competitivos.

No caso dos controles de poluição ainda não se chegou a resultados tão animadores nem mesmo utilizando pré-aquecedores elétricos nos catalisadores. O desafio na tecnologia dos motores turbo está em fazer com que estes níveis de pressão sejam suportados e que se consiga fazer a exaustão destes gases do motor. É, portanto possível concluir que o turbo compressor é o único modo de aumentar continuamente a potência do motor. Essa potência pode ser aumentada até a “quebra” por estresse dos componentes mecânicos, como virabrequim, pistões, bielas, caixa de marchas, embreagem, juntas homocinéticas, pneus mal dimensionados, etc. Os motores turbo-alimentados poluem menos que os motores aspirados, e também gastam menos combustível.

1.4 Aplicação das Turbomáquinas

Nas primeiras décadas do século passado se pretendia fundamentalmente elevar a potência efetiva, já nos anos 70 a crise energética obrigou aos fabricantes de motores a priorizar a economia de combustível. No final do século XX os objetivos anteriores

persistem, porém a principal meta dos cientistas, técnicos e diretores vinculados à indústria automobilística, é a redução de ruído e emissões de gases contaminantes ao meio ambiente. A aplicação de turbomáquinas é uma das soluções mais empregadas quando se necessita alterar o rendimento no motor, podendo-se obter uma ótima relação custo benefício. Tudo começou em 1905, observando algumas regras básicas da dinâmica gasosa, o Dr. Alfred J. Buchia, na Suíça, desenvolveu, os primeiros estudos sobre o turbocompressor. Porém, somente em 1909 e 1912, surgiram os primeiros motores equipados com turbo no mundo, existem registros indicativos de que em 1910 em uma corrida realizada na Flórida, o vencedor foi um carro de passeio de 6 cilindros, cujo motor era equipado com um super compressor. Porém como toda grande idéia, os estudos do Doutor Buchia foram considerados muito avançados para a época, permanecendo em compasso de espera por 18 anos. Somente em 1930 e 1940, suas pesquisas foram retomadas e refeitas, pois existiam muitos problemas a serem solucionados. O objetivo era fazer com que a produção de turbocompressores passasse a ter economia de escala, isto ocorreu primeiramente na Europa e depois nos E.U.A. Na segunda grande guerra, a General Eletric desenvolveu os turbocompressores para aplicação nos aviões militares, dando ao sistema o status de importante recurso para a aviação de guerra. Atualmente, os turbos são utilizados em automóveis, caminhões, ônibus, equipamentos de agricultura, embarcações, aeronaves e em muitas outras aplicações de transformação de energia [1].

Independentemente de qual ciclo se trabalhe, um processo de renovação de carga (PRC) bastante difundido e a sobre-alimentação. Neste caso os gases de exaustão fluindo acionam a turbina, que através de seu eixo entrega a potência ao compressor. Modelos para a relação de pressão (expansão e exaustão) e a eficiência isentrópica da turbina são largamente desenvolvidos. Estes modelos são usados junto com os modelos do compressor para calcular uma expressão que possa determinar a velocidade do eixo da turbina, variável diretamente relacionada com a potência desenvolvida pela turbomáquina. A turbina trabalha da mesma maneira que o compressor, porém na modalidade reversa. Um outro cenário é que o turbocompressor está fornecendo um fluxo de massa demasiado elevado de ar da exaustão a uma sobrevelocidade. Para realizar esta redução na relação da pressão, alguma quantidade do gás de exaustão é passada pela turbina na tubulação de exaustão, reduzindo a velocidade do eixo da turbina e assim a potência fornecida ao compressor. A válvula de alivio instalada na turbina, é governada por um controlador de modo que a parcela dos gases de exaustão que correm através da turbina possa ser controlada de uma maneira que permita a operação segura do motor.

[1] Castaldelli, Turbocompressor, Aro 15. O maior conteúdo de carros do Brasil
http://www.aro15.com/preparacao/turbocompressor.htm

Os dados fornecidos pelo fabricante são usados para desenvolver os modelos da pressão e da eficiência. O modelo isentrópico da eficiência da turbina é desenvolvido de forma análoga ao modelo do compressor, modelando a mudança isentrópica e entalpia real respectivamente. Entretanto as mesmas observações na complexidade do modelo para a eficiência do compressor são válidas. Para o compressor, uma medida da eficiência é introduzida para esclarecer o desvio de um processo isentrópico. Para que esta igualdade seja válida, o calor específico C_p para o gás de exaustão deve ser considerado como uma constante, porém na escala de temperatura o valor do C_p do gás pode variar significativamente, de modo que o C_p do gás seja adotado como o valor médio entre o C_p do gás na entrada e C_p do gás na saída da turbina.

O modelo da pressão mostrado na Fig. 1.8, mostra a existência de um relacionamento quase linear entre o fluxo de massa e a relação da pressão para a turbina. A relação de pressão é praticamente independente da velocidade do eixo da turbina.

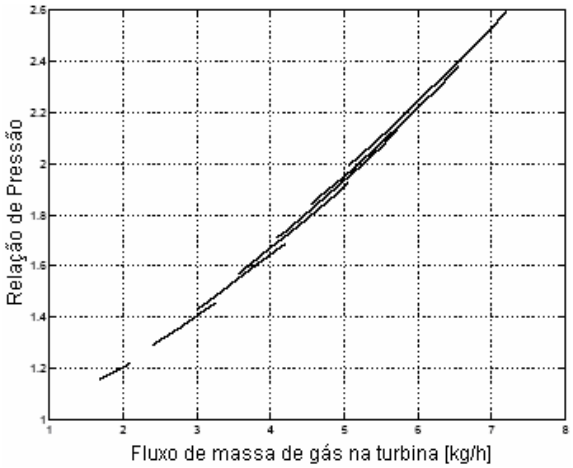


Figura 1.8 – Relação de pressão em função do fluxo de massa, para velocidades diferentes do eixo da turbina.

1.6 Turbomáquinas

A turbomáquina utilizada em motores de combustão interna trata-se de duas máquinas de fluxo, turbina e compressor acoplados no mesmo eixo dentro de duas carcaças separadas. A turbina tem sua entrada de gás mecanicamente ligada na saída do coletor de escape do cabeçote. Um rotor dentro da turbina trabalha impulsionado pelos gases de escape e em alta velocidade, que saem da câmara de combustão pela válvula de descarga, passam pelo coletor de escape ligado ao cabeçote, entram na turbina onde toda essa

energia gira o rotor interno. Esses gases quentes ao impulsionarem o rotor passando por suas pás deixam a turbina, seguem pelo tubo de escapamento, pelo catalisador (nos carros de 1995 em diante), pelo silencioso; e se não fosse o turbocompressor a aproveitar todas essas energias perdidas, resultantes da baixa eficiência dos motores de combustão interna (da ordem de 30 % de eficiência, quando num motor elétrico essa eficiência vai a 90 %), toda essa energia seria perdida pela saída do escapamento, e ainda esquentando a atmosfera do planeta Terra.

O compressor possui sua admissão de ar ligada no filtro de ar, para reter o acesso de eventuais impurezas no motor. A saída do compressor com o ar comprimido na pressão especificada de trabalho é ligada na entrada do coletor de admissão original do motor. Graças a isso, o turbo compressor, ao contrário dos compressores mecânicos acionados por correia, não rouba potência do motor, nem varia a pressão do ar em função da rotação do motor.

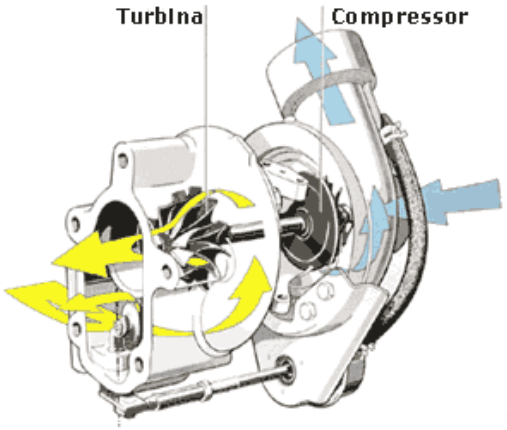
Um turbo compressor automotivo ciclo Otto corretamente dimensionado gira a cerca de 120.000 [RPM], rotação em que é balanceado pelo fabricante, e pode atingir 230.000 [RPM] no VW 1.0 16 válvulas turbinado na fábrica (manual da fábrica), mas normalmente esta rotação já é considerada “over-speed” (acima de 180.000 [RPM]) e pode danificar a turbina, ou diminuir sua vida útil. Como exemplos, o motor turbo hélice de um velho Electra II não passava de 11.000 [RPM], uma turbina de um moderno avião a jato não passa de 35.000 [RPM], e a turbina de um caminhão Diesel não passa de 60.000 [RPM]. Turbinas projetadas para trabalhar com motores a Diesel terão vidas úteis menores se utilizadas em motores de ciclo Otto, já que seus mancais de encosto não são dimensionados para altas rotações [2]

Na obtenção do turbo correto para seu motor, a sugestão é que a turbina deve “entrar” soprando a máxima pressão por volta do torque máximo do motor, que em um motor A.P(alta performance) da Volkswagen seria por volta de 3.600 [RPM]. O motor corretamente turbinado e gerenciado pelo MEG (Módulo Eletrônico de Gerenciamento) consome menos combustível que o original de fábrica, porque a turbina está sempre soprando ar e melhora o rendimento do motor. A potência medida em [kW] para qualquer motor é a medida do torque multiplicado pela rotação do motor e divididos por um fator constante, logo potência é somente rotação multiplicada pelo torque [2].

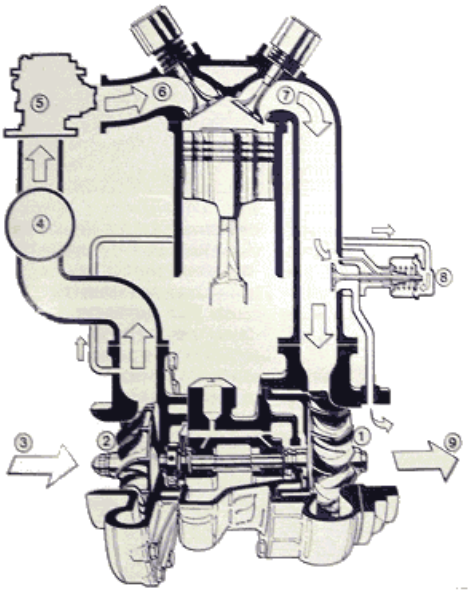
Aumentar a taxa de compressão fornece mais potência e mais economia de combustível.

[2] Mitos e verdades sobre turbocompressores para motores a tecnologia CM Racing. http://www.cmracing.com.br/turbocomp1.htm

Uma maior taxa de compressão só aumenta o torque pela melhor queima da mistura, já que o ar admitido é o mesmo, ou seja, se você queimar a pólvora no chão, ela apenas queima. Se comprimir à pólvora, ela explode, e se comprimir bem, a explosão é ainda maior. Essa é a preparação que mais fornece potência sem aumentar a rotação. Conclusão, se o motor não admitir mais ar, não ganha um único HP a mais. Como realmente o turbo aumenta a potência do motor? Injetando muito mais ar nas câmaras de combustão o torque aumenta, e como potência é rotação vezes o torque, tem-se muito mais potência e muito mais torque.



(a)



(b)

Figura 1.9 – Processo de funcionamento de uma turbomáquina

A figura 1.9 (b) representa um turbocompressor, ao saírem os gases de descarga (7) acionam a turbina (1) enquanto os gases em excesso são expulsos pela válvula de alivio (8). A turbina (1), ao girar, movimenta o compressor (2), que suga o ar ambiente (3) e o comprime, fazendo-o passar pelo radiador (intercooler) (4) para resfriá-lo. Daqui vai ao carburador (5) e depois ao cilindro (6).

1.7 PRC – Processo de renovação da carga.

O processo de renovação de carga (PRC), é importante dentro do ciclo de trabalho do motor, e a eficiência deste processo, influi no rendimento mecânico, na movimentação do

ar dentro dos cilindros, na quantidade de O_2 disponível para a combustão, na emissão dos gases de escape e por conseqüência no desenvolvimento global do motor.

O processo de renovação de carga mais difundido é a sobre-alimentação do motor, obtido através das turbomáquinas, utilizado desde a década de 30, ficando mais massificado nos últimos 15 anos. Turboalimentação é o método de PRC mais difundido em motores Diesel automotivo, desta forma e possível introduzir uma massa maior de ar que a conseguida por aspiração natural, o que comparada a quantidades iguais, obtém-se até 50% mais de potência. Já é sabido que na turbina, a energia dos gases de exaustão é transformada em energia mecânica e transferida ao compressor através de um eixo. O ar fresco, admitido no motor, é comprimido no compressor. O ar comprimido é transferido a um intercooler, onde é refrigerado e por conseqüência diminui o seu volume específico. O fluxo de ar continua através do coletor de admissão seu caminho até a câmara de combustão. Na câmara de combustão o ar é misturado com o combustível, e sob alta pressão a mistura (ar combustível) é queimada. Durante a combustão a mistura (ar combustível) se expande, produzindo o torque no eixo de manivela. Após a câmara de combustão o gás de exaustão é transferido através do coletor de descarga à turbina. Após a turbina os gases de exaustão são impelidos ao sistema final de exaustão onde ocorre uma queda de pressão. A figura 1.10 mostra o esquema de um motor Diesel sobrealimentado.

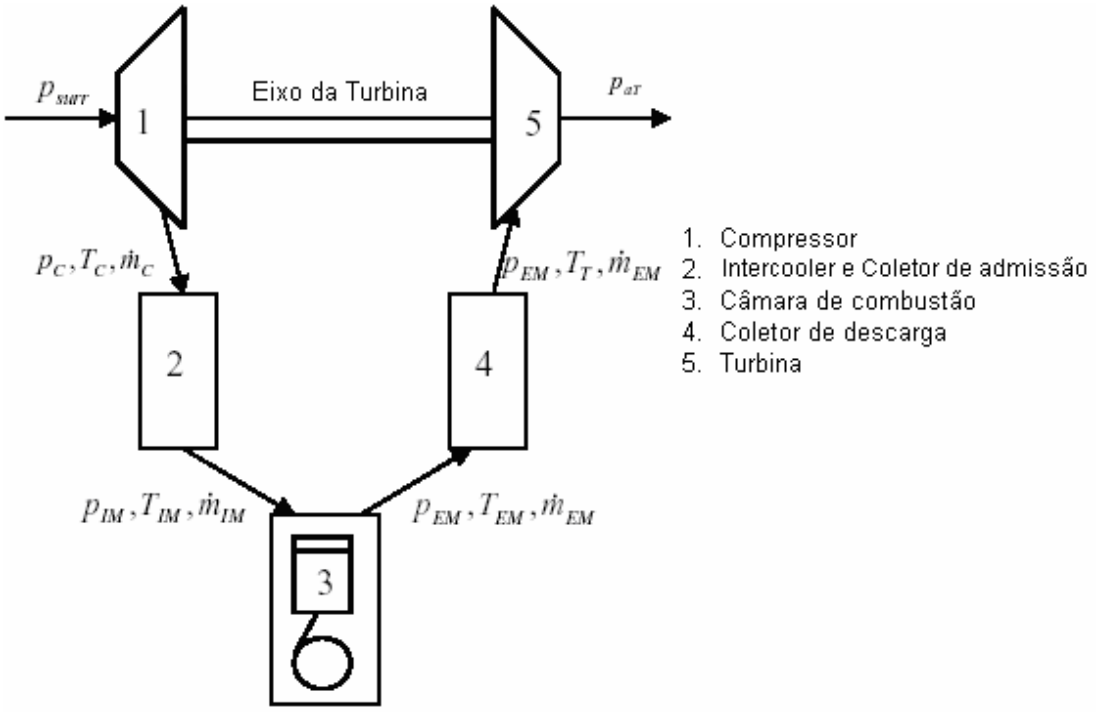


Figura 1.10 – Esquema de um motor DIESEL sobrealimentado

Ao comprimir o ar em um compressor é inevitável que ocorra um aumento em sua temperatura, afetando sua densidade, e, portanto a massa de ar admitida pelo mesmo diminui. Para minimizar este fenômeno, tem sido utilizada uma refrigeração intermediária entre o compressor e motor, desta forma antes do coletor de admissão acopla-se um trocador de calor, cujas características geométricas condicionam não somente as propriedades termodinâmicas médias do ar, como também a dinâmica das ondas de pressão que fluem através dos condutos de admissão.

Para sobrealimentar um motor de combustão interna alternativo (MCIA), é necessário resolver um grande problema, que consiste em acoplar uma máquina de fluxo contínuo a uma máquina de fluxo pulsante. Do correto funcionamento deste motor misto, dependerá a grande probabilidade de acerto na eleição da zona de trabalho conjunto de cada máquina.

Nos motores automotivos o regime de velocidade e carga varia em uma faixa ampla, sobretudo os pequenos motores de veículos ligeiros. Nestas condições o fluxo mássico de ar admitido e os gases em escape, também variam entre limites muito diferentes. Logo a turbina terá que funcionar em ocasiões de regime, onde a energia dos gases de escape é muito baixa, e, portanto o compressor soprará pouco ar para o interior dos cilindros do motor. Este efeito, associado à baixa turbulência na câmara de combustão pode ocasionar a produção de uma grande quantidade de fumaça no escape. Por outro lado, como o fluxo nos coletores de admissão e escape é pulsante, tanto a turbina como o compressor, são afetados por onda de pressão originadas em cada cilindro, durante os processos de escape e admissão. Isto implica que os parâmetros que caracterizam o ponto de funcionamento instantâneo podem modificar-se notadamente durante o ciclo do motor (Bermúdez, 1995).

No PRC (processo de renovação de carga) os reflexos deste tipo de procedimento incidem diretamente no rendimento do motor, no consumo de combustível, na emissão de poluentes, em fenômenos como curto circuito de ar no escape, na existência de gases residuais na câmara de combustão, distribuição não uniforme do ar nos cilindros, formação de óxidos de nitrogênio e hidrocarbonetos sem queimar. Como administrar estes inconvenientes?

Na equação (1.3), pode-se observar uma estreita correlação entre a potência efetiva do motor $\overset{o}{W}_{efetiva}$ e o poder calorífico do combustível q_{HV} .

$$\overset{o}{W}_{efetiva} = K_{ajuste}.\dot{m}_{ar}.q_{HV}.h_{efetivo} \tag{1.3}$$

Em outras palavras o procedimento consiste em otimizar os processos de admissão e escape, administrando o parâmetro $\dot{m}_{ar}$ (fluxo de massa de ar).

1.8 Cogeração de energia e Potência elétrica

As duas formas mais usuais de manifestação da energia são energia mecânica e térmica. A energia mecânica produzida pode ser usada também para dirigir um equipamento auxiliar, tal como compressores e bombas. Por sua vez a energia térmica produzida pode ser usada tanto para o aquecimento como para a refrigeração. Uma conjugação destas duas formas de energia as custas de um processo de cogeração, pode ser efetuada a fim de se obter energia elétrica ou mecânica a ser consumida. Cogeração é a produção através de processos seqüenciais termodinâmicos de dois ou mais bancos de energia útil, através de uma única fonte de energia preliminar. Durante a operação de uma planta convencional de produção de força, grande quantidades de calor são rejeitadas na atmosfera através de qualquer tipo de equipamento de refrigeração e arrefecimento (condensadores de vapor, torres de resfriamento, água de arrefecimento nos motores Diesel ou Otto, etc) ou até mesmo com os gases de exaustão. Entretanto, uma diminuição considerável no consumo de combustível total, pode ser conseguida se um sistema de cogeração, também entendido como calor e força combinados (CHP), for aplicado. A maioria deste calor pode ser recuperada e usada para cobrir necessidades térmicas, assim aumentando a eficiência de 30-50% de uma planta de força, para 80-90% em um sistema com cogeração. A comparação entre a cogeração e a produção separada de eletricidade e calor, por exemplo, sob o ponto de vista da eficiência, é dada na Fig. 1.11, baseado em valores típicos das eficiências.

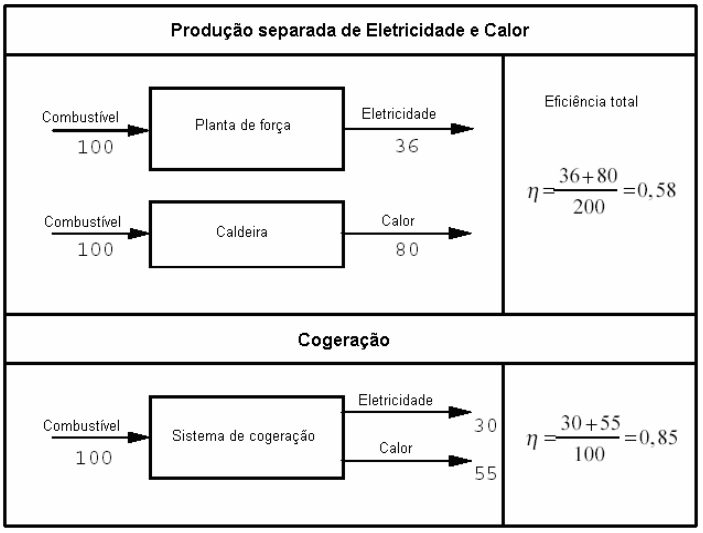


Figura 1.11 - Comparação da eficiência entre a cogeração e produção separada de eletricidade e calor. (os números abaixo das setas representam unidades da energia em valores típicos).

Sob o ponto de vista genérico alguns fatores contribuíram para o declínio da cogeração industrial, tais como:

I. O aumento crescente da geração de energia elétrica reduziu-se os custos desta energia, passando a representar uma porcentagem pequena dos custos industriais,
II. Avanços na tecnologia tais como caldeiras empacotadas,
III. Disponibilidade de combustíveis líquidos ou gasosos em preços baixos,
IV. E o aperto das limitações ambientais.

A tendência acima mencionada na cogeração começou ser invertida após a primeira ascensão dramática dos custos de combustível em 1973. Os sistemas que são eficientes e podem utilizar combustíveis alternativos tornaram-se mais importantes devido às ascensões do preço e da incerteza de fontes de combustível. Além da redução do consumo de combustível, a co-geração resultou em uma diminuição das emissões de poluentes. Por estas razões, os governos da Europa, os EUA e Japão estão estudando alternativas para implementar um papel ativo no uso freqüente dos sistemas de cogeração, com leis de isenção fiscal, incentivos monetários, e uma sustentação financeira para a pesquisa e desenvolvimento tecnológico. Os projetos da pesquisa e desenvolvimento realizados durante os últimos 25 anos conduziram a umas melhorias significativas da tecnologia, que é agora madura e de confiança. A figura 1.12 representa um esboço de uma planta de cogeração de energia utilizando uma turbina a vapor.

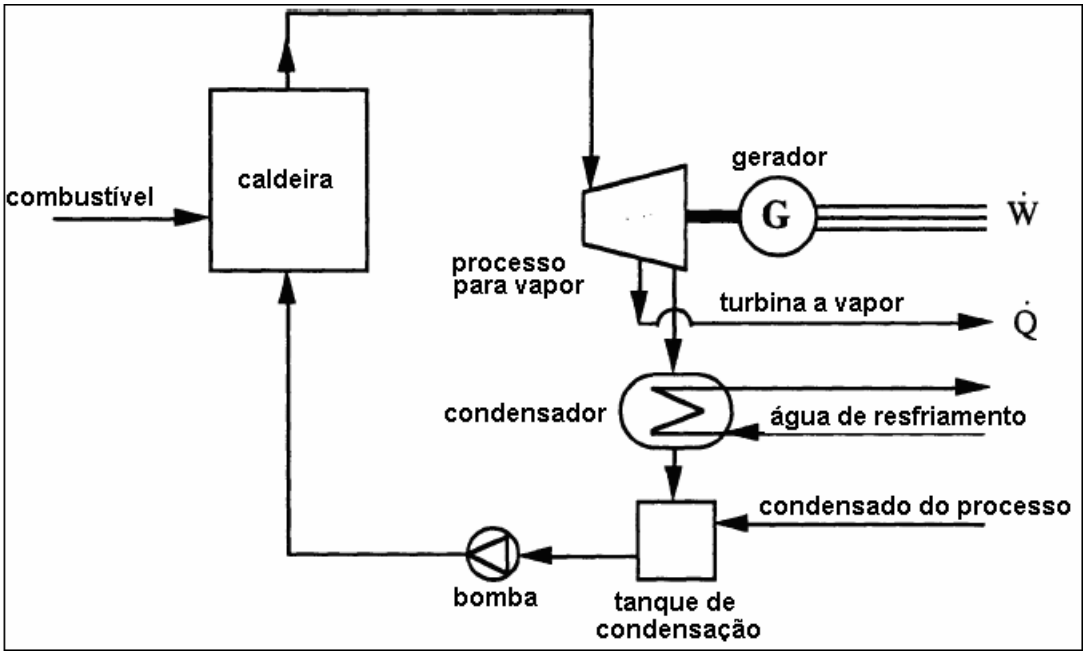


Figura 1.12 - Esboço de um sistema de cogeração com turbina a vapor

A seleção de um bom sistema cogeração deve ser baseada em critérios especificados pelo usuário do sistema, considerando o desempenho econômico, a eficiência de energia, a operação ininterrupta, ou outras medidas de desempenho. O tipo da tecnologia de cogeração (turbina a vapor, turbina a gás, reciprocidade do motor, ciclo combinado, etc.), o equipamento de recuperação do calor, a necessidade do armazenamento térmico ou elétrico, a interconexão com a grade (de sentido único, em dois sentidos, nenhuma conexão), a modalidade da operação do sistema (isto é operando a força elétrica e térmica em algum instante do tempo), são identificados como parâmetros importantes a serem discutidos quando da implantação do processo. Na figura 1.13, podem ser identificados sistemas de alimentação e produção de uma planta de cogeração.

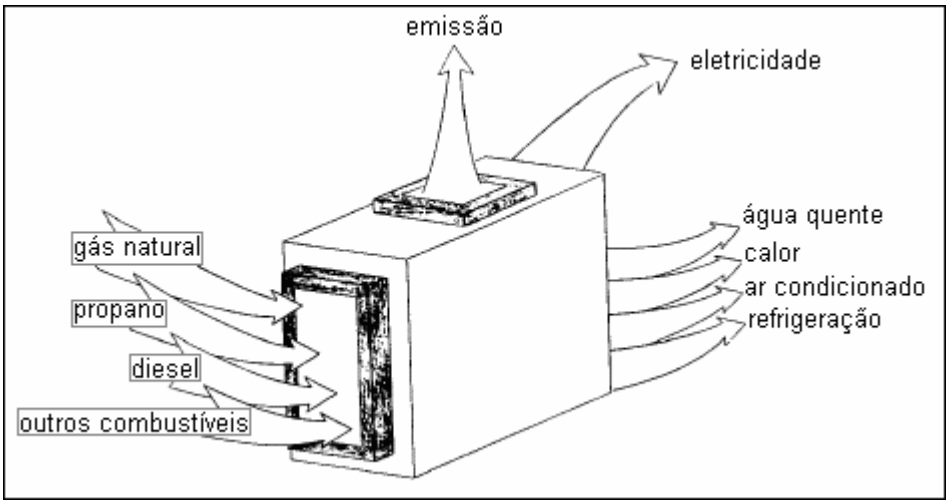


Figura 1.13 - Conceito básico de um sistema de cogeração

1.9 Obtenção dos Modelos

A escolha e obtenção dos modelos do motor e seus periféricos, a serem aplicados na simulação do ciclo de operação do motor, que possam apresentar simultaneamente características de simplicidade e aplicabilidade, consistem em desafio deste projeto. As maneiras pelas quais usualmente podem ser conseguidos, neste caso particular resumem-se na modelagem semi-empirica e modelagem estatística. A presença ou não de um modelo físico é o que diferencia um processo do outro, ficando caracterizada a modelagem semi-empirica, como a que se utiliza um modelo físico, porém com grau de complexidade médio (equações matemáticas de fácil solução). Já a modelagem estatística, caracteriza-se por trabalhar com um banco extenso de dados sem, no entanto lançar mão de um modelo físico pré-estabelecido.

Em ambos pode-se se conseguir modelos cuja simulação apresenta uma boa aproximação com os dados medidos, existem dois grupos principais dos modelos:

I. Modelos do motor do valor médio (MVEM)
II. Modelos do motor Cilindro-por-cilindro

O modelo do motor do valor médio é baseado naquele em que o torque no eixo de manivela produzido pelas combustões individuais é nivelado a um valor médio. Enquanto o modelo do motor cilindro-por-cilindro avalia de maneira mais criteriosa as irregularidades no torque promovidas pelas combustões individuais. Neste trabalho tornou-se mais conveniente a utilização da modelagem do motor através dos valores médios manifestados nas propriedades operacionais.

1.10 Critérios adotados no desenvolvimento do trabalho

Da aplicação adequada dos modelos físicos identificados, promove-se a simulação através de uma modelagem semi-empírica, alimentando o processo com dados experimentais extraídos da literatura “Sintesis De La Aerodinâmica Interna Del Motor Diesel Sobrealimentado”, Vicente. R. Bermudéz. 1995, a fim de se viabilizar sua validação, devido a impossibilidade da montagem de uma bancada de testes por questões estruturais do laboratório de energia e sistemas térmicos onde o trabalho foi desenvolvido.

O circuito completo de operação do motor é submetido a programas computacionais (MATLAB/SIMULINK), a fim de se identificar as constantes de ajuste presentes nos modelos, bem como promover a operacionalidade de um diagrama de blocos, definido para viabilizar a simulação dos modelos.

A potência de cogeração é analisada para a extração diretamente do eixo da turbina, através de uma avaliação do rendimento do motor, bem como o impacto manifestado sobre ele, a idéia é se obter o maior rendimento sob o menor impacto, avaliado apenas em função do fluxo de massa de combustível a ser consumida, a que convenhamos é o que realmente representa um custo direto.

C A P I T U L O II

Revisão Bibliográfica

No que diz respeito à obtenção de modelos de motores de combustão interna, alguns autores desenvolveram pesquisas e estudos neste sentido, possibilitando a modelagem e simulação dos mesmos. A simulação por computador tem se tornado uma ferramenta importante no desenvolvimento e avaliação de motores. Uma forma de se fazer isto é usar uma simulação paramétrica do motor, comparando os resultados da simulação com os valores obtidos das medições experimentais.

Pettersson, F. (2000) promoveu o desenvolvimento de modelos baseados em sistemas controlados, novos testes, controles estratégicos e diagnósticos, sendo posteriormente aplicados na simulação de motores. Para viabilizar a modelagem física, um motor Otto foi dividido em subsistemas, onde modelos de temperatura e fluxo de massa foram as propriedades principais a serem modeladas estaticamente (regime estacionário). Em alguns casos a combinação da modelagem física e a modelagem caixa preta foram utilizadas para estabelecer os modelos dos subsistemas. As equações dos subsistemas sempre são implementadas em blocos em um software adequado, sendo conectados para obter uma completa simulação do modelo. A proposta da simulação foi prever como uma máquina reage em diferentes configurações, definindo as hipóteses necessárias para o estudo e a compreensão dos fenômenos envolvidos. Quando o modelo descreveu de forma correta a realidade, foi possível determinar, como será o comportamento da máquina sob estas diferentes configurações. À exceção dos modelos da turbina, que não puderam ser

validados devido ao controle limitado sobre o gás de exaustão que flui através da turbina, todos os modelos validados apresentaram um erro médio relativo abaixo de 2%, que é um resultado considerado satisfatório. Para a validação dos modelos foram efetuados experimentos sob 05 (cinco) velocidades diferentes do motor, a temperatura e pressão ambiente dentro do laboratório foram tomadas antes dos experimentos, permanecendo constantes durante todo o ensaio. Duas simulações foram realizadas para a validação das propriedades estacionarias. Na primeira comparou-se o modelo físico com o motor instalado na bancada de testes do laboratório. Os dados de entrada no modelo foram, ângulo de abertura do afogador (a), rotação do motor (N_m), temperatura e pressão ambiente T_{amb}, P_{amb}, todos os outros parâmetros foram medidos. Na segunda simulação para um valor constante da velocidade de rotação do eixo da turbina determinado na primeira simulação, obtiveram-se os outros parâmetros que definem a condição de estado do fluido de trabalho nos diversos componentes do circuito do motor, tais como, filtro de ar, compressor, intercooler, coletores de admissão e descarga, turbina etc, para 05 (cinco) diferentes condições de velocidade e carga tomadas na operação do motor. Em ambas determinou-se o erro percentual de acordo com a expressão, $e = \frac{v_{simulado} - v_{medido}}{v_{medido}}$ [%]. Nas diversas condições de operação em que o motor fora submetido aos experimentos, observou-se oscilações consideráveis nas propriedades operacionais entre a primeira e segunda simulação. A maioria dos modelos estáticos apresentou um ótimo comportamento quando aplicados na simulação.

Ritzén, J. (2003), modelou e simulou por etapas fixas, um motor Diesel sobrealimentado. O objetivo foi criar um modelo de valor médio que pudesse ser simulado com soluções individuais por etapas do ciclo. Um modelo a ser utilizado em uma aplicação automotriz em linha, deve combinar a exatidão com a simplicidade e ser de confiança sem ser demasiado complexo. O modelo foi construído e simulado com o MATLAB/SIMULINK de Mathworks. Na validação do modelo as quantidades simuladas e medidas foram comparadas sendo utilizado, um motor Scania R124LB Diesel turbo alimentado de seis cilindros, 12 litros, onde os erros médios foram considerados baixos. Os erros e suas prováveis causas foram discutidos. Para a pressão do ar no coletor de admissão o erro atingiu media entre 3,5% a 5%, e no coletor de exaustão 2,5% a 3,8%. As variáveis, fluxo de massa e eficiência do turbo apresentaram desvios acentuados quando comparados com os valores experimentais. Os mapas do fluxo de massa e eficiência da turbina foram definidos para velocidades da turbina até 75000 [RPM].

Bergstrom e Brugard . (1999), modelaram através de uma modelagem para valores médios (MVEM), um motor SAAB 2:3 SI turboalimentado, enfatizando pressões, temperaturas, fluxos de massa, para o filtro de ar, intercooler, regulador de pressão, coletores, cilindros, compressor e turbina. A modelagem procurou ser a mais abrangente e geral possível, em sua maioria baseada em modelos físicos, porém quando a aproximação falha ou torna-se insuficiente, a modelagem caixa preta foi utilizada. A simulação baseou-se em dados extraídos dos procedimentos experimentais sob o regime estacionário de operação. A modelagem dinâmica foi desenvolvida na obtenção de modelos para o coletor de admissão e a velocidade de rotação do eixo da turbina. Devido a dificuldade de controle sobre o gás de exaustão que flui através da turbina, este modelo não pode ser validado. Todos os modelos validados apresentaram um erro médio relativo abaixo de dois por cento, que é um resultado satisfatório.

Bermudez. (1995), desenvolveu uma análise da aerodinâmica interna de um motor Diesel sobrealimentado, traçando a influência dos equipamentos componentes de dois motores de 4 e 6 cilindros com intercooler, utilizando turbomáquinas equipadas com válvulas de alívio de pressão (wastegate), para o motor de 4 cilindros, e com turbinas de dupla entrada com variação da seção efetiva para o motor de 6 cilindros, nas curvas de performance destes motores.

Bermudez. (1995), para o desenvolvimento do modelo físico do compressor de uma turbomáquina acoplada em um motor CI 06 cilindro, definiu como hipóteses simplificadoras que as condições de trabalho do compressor fossem quase estacionárias, e que a perda de pressão do ar na entrada do compressor fosse considerada constante para cada condição operacional aplicada (regime de giro; carga). A primeira hipótese possibilitava a realização de cálculos de maior simplicidade, a segunda poderia facilmente ser aceita visto que, as variações de pressão na entrada do compressor são geralmente desprezíveis. Foi possível a obtenção da curva característica de operação do compressor, apresentando a inter-relação entre as variáveis operacionais, tais como, relação de pressão, rendimento, rotação e fluxo de massa, o que viabilizou principalmente estabelecer uma relação entre a potência entregue pela turbina e a potência realmente absorvida pelo compressor. Os resultados apresentaram uma alta correlação entre os valores medidos e os experimentais.

Martins (2004), estudou e avaliou através de modelos semi-empíricos propostos pelo documento ASHRAE – T.C 4.7, as características de comportamento do fluxo de massa de ar e da eficiência (na aplicação do campo de refrigeração) de turbo compressores usuais, utilizados na sobre alimentação de motores Diesel. Inicialmente com os dados de operação fornecidos pelos fabricantes brasileiros, as turbinas radiais e os compressores centrífugos foram simulados através dos modelos obtidos pela ASHRAE, e a comparação dos

resultados não se mostrou satisfatória. Na expectativa de melhores resultados, os efeitos compressíveis e as perdas nas turbo máquinas foram avaliados de uma maneira diferenciada. Foi possível conseguir modelos de turbina satisfatório com erros da ordem de 5% para a relação de pressão e 3% para o rendimento em relação aos parâmetros identificados, o que não ocorreu com o compressor centrífugo impossibilitando o desenvolvimento dos modelos inicialmente propostos, apresentando erros da ordem de 10% para o rendimento e para a relação de pressão, nas curvas de maior velocidade de rotação. O rendimento apresentado pelo modelo apresentou-se de forma linear enquanto que o das curvas de operação é parabólico. A relação de pressão não caracterizou os efeitos compressíveis representados pelas condições de choques tão característicos nestas turbo máquinas.

Martins (2002), desenvolveu um trabalho na expectativa de se obter uma energia excedente, utilizando os gases de escape de um motor Diesel, 04 cilindros, sobrealimentado, para movimentar um sistema de resfriamento fundamentado em um ciclo BRAYTON/JOULE reverso a ar, através do uso de turbocompressores comerciais, a fim de promover o resfriamento de frutas perecíveis. Da análise teórica utilizando as curvas de operação das turbomáquinas e efetividade de troca nos trocadores de calor, determinou-se uma temperatura de resfriamento do ar da ordem de 12 ºC. Isto posto foi possível realizar o resfriamento somente para bananas. No entanto esta análise não levou em consideração a influencia do ciclo na operação do motor, visto que o objetivo era avaliar a disponibilidade de alguma energia para movimentar o ciclo.

Flardh e Gustafson. (2003), procuraram desenvolver modelos físicos e modulares de turbinas, passível de se executar em tempo real, a fim de acoplá-los a um modelo existente de um motor Diesel desenvolvido para valores médios. Quatro modelos compostos diferentes de turbinas foram avaliados e dois modelos foram selecionados para uma avaliação mais completa de sua integração com o modelo do motor existente. De uma maneira geral os modelos compostos de turbinas integradas com o modelo do motor existente, que dá forma a um modelo completo do motor do valor médio, a diferença na exatidão mostrou ser insignificante para todos os valores exceto a velocidade de rotação do eixo da turbina. A velocidade de rotação da turbina apresentou comportamentos diversificados, porém na faixa de erros que não influenciou os outros sinais de saída significativamente. Por exemplo, a pressão dos gases de entrada na turbina, apresentou erros da ordem de 3%, comparados aos 5,8% identificados no modelo já existente, o que permitiu classificar os modelos como de bom desempenho. No que se refere a temperatura do gás de exaustão, informações restritas quanto ao comportamento dos gases, impediram uma validação apropriada, apresentando-se como uma modelagem imprecisa, porém isto

não se mostrou suficiente para que pudessem ser invalidados os modelos propostos. Provavelmente, isto é compensado por correções dos mapas da eficiência e do fluxo das turbinas e do compressor.

Skogtjarn. (2002), desenvolveu um modelo para a temperatura dos gases de escape do motor, extraindo os dados para a sua validação em um motor Scania, Diesel sobrealimentado, equipado com turbina de geometria variável (VGT). Com a avaliação de diferentes modelos, uma extensão do ciclo Seliger ideal foi sugerido como o modelo a ser adotado. Conhecidos como dados de entrada, tais como, fluxo de massa de ar e de combustível, temperatura do ar de entrada no motor, pressão do ar e do gás, na entrada e saída do motor respectivamente, o modelo do motor operando sob um ciclo Seliger ideal, estima a temperatura dos gases de exaustão do motor. Uma validação estática é feita com a temperatura dos gases de exaustão compreendida entre 550 a 950 [K], sob um regime de giro do motor constante. Sob estas circunstâncias o modelo do ciclo de Seliger, com os parâmetros extraídos dos para pontos de operação extrapolados, o erro relativo máximo é 5%.

Westin. (2002), modelou um motor SI sobrealimentado de 4 cilindros, ajustado a condições de operação permanente e em circunstancias transientes. Os resultados das simulações foram comparados aos dados medidos. Grandes diferenças entre os resultados medidos e os simulados foram detectadas e as razões para esta discrepância foram investigadas. O modelo da turbina é o que se comportou de forma menos satisfatória. Para lidar com isto, o modelo da turbina manteve os parâmetros que poderiam ser ajustados, de modo que os resultados modelados combinassem com os dados medidos. Entretanto, era absolutamente necessário ter a disposição uma carta que contivesse dados sobre os pontos de operação do motor, o que proporcionaria a um software predizer o desempenho dos vários sistemas em operação. Conseqüentemente os meios de melhorar o procedimento da modelagem foram investigados. Para permitir tal investigação uma técnica foi desenvolvida para medir a pressão de sobrealimentação e a eficiência da turbina da turbomáquina, acoplada ao motor. O objetivo inicial do projeto era predizer com as simulações, a melhor condição de operação de um motor SI, submetido a uma demanda muita elevada de pressão de sobrealimentação. Em uma primeira simulação, para uma turbomáquina padrão, os resultados mostraram-se insatisfatórios. Foram estudadas alternativas para se obter um aumento da potência desenvolvida e/ou da pressão de sobrealimentação de uma turbomáquina equipada com wastegate. Os sistemas são investigados em motores, variando de ICE 1.4 litros aos motores Diesel 12 litros. Conseqüentemente era difícil extrair todas as conclusões seguras sobre os prós e contras dos sistemas. Devido a complexidade das informações a serem conseguidas, propostas por este trabalho, as simulações por

computador apresentou softwares deficientes no que diz respeito a confiabilidade dos resultados obtidos nas simulações.

Fredriksson estudou e modelou um motor Diesel 12 litros, 6 cilindros, quatro tempos com turbina de geometria variável (VGT), modelada em um valor médio. Para a modelagem, o modelo do motor foi dividido em diversos submodelos correspondendo aos componentes físicos reais. Cada subsistema foi modelado baseado em leis físicas e em dados empíricos. O modelo do motor desenvolvido foi um modelo não-linear com três variáveis do estado, a velocidade do motor, a pressão de sobrealimentação e a velocidade do turbo. O motor responde a quatro sinais de controle, a quantidade de combustível injetada, o momento exato para a injeção do combustível, o ajuste das pás de direcionamento da turbina e o freio do motor. A modelagem dos subsistemas foi executada no software Dymola e agrupados para dar forma ao motor Diesel sobrealimentado. A modelagem do compressor centrífugo utilizado ocorreu através dos dados fornecidos pelo fabricante, onde suas propriedades e características operacionais foram apresentadas fundamentalmente em dois gráficos. O primeiro mostrou o comportamento das interações entre as propriedades, relação de pressão do compressor, estado de giro do compressor e turbina, e fluxo de massa de ar que flui através do compressor. O segundo apresentou o comportamento das interações entre as propriedades, relação de pressão do compressor, fluxo de massa de ar que flui através do compressor e a eficiência isentrópica do compressor. Para se utilizar os mesmos gráficos em pontos de operação diferentes, a velocidade de rotação do eixo do compressor e o fluxo de massa de ar são corrigidos e aplicados. De posse da eficiência do compressor, a temperatura de saída do ar do compressor, a potência e o torque de acionamento, podem ser calculados. A turbina modelada é uma turbina de geometria variável (VGT). Com este tipo de turbina a capacidade da admissão de gás pode ser variada em função da posição das palhetas do rotor da turbina em relação ao fluxo da entrada. Quanto mais fechada a posição das palhetas, maior será a perda de pressão do gás, proporcionando um torque maior ao eixo da turbina. A finalidade de se usar uma turbina da geometria variável ao invés de uma turbina fixa, é que um sinal de controle extra é introduzido para que seja possível controlar o turbo, isto é controlar a pressão de sobrealimentação. O fluxo de massa de gás corrigido que flui através da turbina, é função da relação de pressão sobre a turbina e a sua capacidade de admissão deste gás. A eficiência da turbina é obtida através dos dados do fabricante, em função da relação da velocidade da lâmina (BSR) e a velocidade corrigida da turbina. A relação da velocidade da lâmina é a relação entre a velocidade do eixo da turbina e a velocidade dos gases de exaustão. Sob o ponto de vista dinâmico, o compressor e a turbina são conectados através de um eixo, com um momento de inércia de massa (JVGT). Para poder frear mais rapidamente o motor do que a fricção usual, um freio motor é

incorporado. Este freio motor consiste em dois outros freios, o freio do gás de exaustão e o freio obtido através da descompressão. O freio do gás de exaustão e o freio da descompressão podem ser modelados através de um fator de correção aplicado à fricção do motor. Nenhuma dinâmica para os freios foi incluída no modelo do motor. Foi possível observar que o freio da descompressão é muito mais rápido do que o freio do gás de exaustão.

Rakopoulos e Giakoumis. (2005), desenvolveram um software para estudar em um motor diesel turbo-alimentado de seis cilindros, a influencia do perfil da temperatura nas paredes dos cilindros do motor, em sua resposta transiente, com bases fundamentadas na segunda lei da termodinâmica. O modelo foi validado de acordo com dados experimentais, resolvidos separadamente para cada cilindro do motor diesel, sob alterações continua de carga. A segunda lei foi aplicada individualmente para cada processo transiente do motor diesel. O efeito do perfil de temperatura nas paredes dos cilindros do motor diesel foi descrito e detalhado em vários diagramas, sendo feita uma referencia especial para a baixa rejeição de calor identificada pelo processo adiabático. O motor e o turbo compressor, termos avaliados pela segunda lei da termodinâmica e algumas variações irreversíveis foram especialmente afetados em regiões do cilindro de baixa rejeição de calor. As irreversibilidades nos coletores de exaustão alcançaram importâncias significativas, independentes da forma da combustão, especialmente quando do carregamento elevado. A baixa rejeição de calor no motor conduziu a uma significante redução no percentual das variáveis irreversíveis no cilindro, assim aumentando o potêncial para a produção de trabalho devido o aumento das perdas de calor. Por outro lado mesmo com a disponibilidade dos gases de exaustão parcialmente recuperados no turbo compressor, ainda assim uma quantidade significante de gás é necessária para a produção de trabalho.

Hountalas e Kouremenos. (1998), desenvolveram um modelo rápido e simples, para a simulação de um sistema de injeção de combustível em motores diesel, observando a extensa aplicação no campo dos motores de combustão interna, para o desenvolvimento do motor e para a compreensão dos mecanismos que afetam sua operação e a formação dos poluentes. Um dos subsistemas mais importantes do motor diesel é o sistema de injeção do combustível, visto que sua operação afeta extremamente o mecanismo da combustão e a formação dos poluentes no cilindro do motor. Estes modelos são geralmente complicados, requerem uma interpretação computacional elevada e o conhecimento dos detalhes geométricos que não estão geralmente disponíveis.

Cheikh et al. (2000), modelaram um motor Diesel, alimentado por um sistema de duplo combustível (Gás-Diesel). O objetivo foi investigar as características da emissão e do desempenho de um motor Diesel comercial (Deutz FL8 413F) que está sendo operado no

gás natural com ignição piloto a Diesel. Um programa de computador foi desenvolvido para modelar o mecanismo cinético químico da reação da combustão do duplo combustível (Gás-Diesel). Estes mecanismos cinéticos químicos detalhados de uma reação do gás natural e da emissão de Nox foram utilizados para predizer as características principais da combustão nas condições simuladas de operação do motor. Uma predição razoavelmente boa do desempenho e da emissão foi obtida pela computação que cobriu toda a escala das condições operacionais do motor. Pôde-se concluir que os resultados deste estudo foram satisfatórios.

Strandh. (2002), apresentou um trabalho de modelagem a fim de contribuir para o desenvolvimento de veículos híbridos, e aumentar o conhecimento de como simular os motores de combustão de uma forma eficiente e fácil através de um software a ser implementado por um computador, apresentando resultados qualitativos e quantitativos. A idéia foi o desenvolvimento de modelos simples, pois são naturalmente mais fáceis de compreender do que os complexos, desta forma possibilitando uma maior utilização. Uma atenção especial foi empreendida na modelagem do turbo compressor, visto se tratar do principal componente de carga do motor. Um veículo híbrido é aquele cuja energia de operação é obtida por duas fontes distintas. Estas duas fontes são geralmente um motor elétrico acionado por uma bateria e um motor principal acionado por um combustível. O motor principal está geralmente na forma de um motor de combustão. O problema principal identificado com o motor SI (ignição por faísca) foi sua eficiência, apresentando-se baixa quando o motor estava submetido a cargas. A eficiência foi máxima perto do torque máximo e em velocidades moderadas, característica dos motores com aspiração natural. Para os motores turbo alimentados a eficiência máxima manifesta-se em um torque mais baixo. Durante a operação normal, o motor raramente esteve operando nesta área. A eficiência característica do motor diesel foi similar àquela do motor SI. Entretanto em um torque mais baixo a eficiência foi muito mais elevada. Mas a fim de se conseguir a eficiência máxima foi importante funcionar o motor sob carga elevada e velocidade moderada. Foi utilizado um motor SAAB 2.3l 1.6. aspiração natural com injeção direta. O motor foi montado em um banco de teste conectado a um freio (dinamômetro), sendo avaliada as emissões através do sistema TES (Transient Emission Sampling), emissão transiente por amostragem. Este método apresentou problemas na determinação das emissões especificas, devido à dificuldade de se obter o fluxo de massa de combustível utilizado. As medidas foram executadas com o freio do motor ajustado em uma velocidade constante, e o torque controlado pela válvula de posicionamento do fluxo de massa de ar no afogador. Os modelos aplicados na simulação apresentaram a característica de poder simular tipos diferentes de motores de combustão. O trabalho mostrou a possibilidade de criar modelos

do motor na resposta dinâmica e usar o conhecimento gerado e os dados deste motor de combustão no regime estático.

Klein e Eriksson estudaram o comportamento e a influência da relação de compressão desenvolvida nos cilindros de motores à combustão interna. Quatro métodos foram descritos e avaliados para ciclos de motores ICE (ignição por centelha) sendo observado a velocidade da suas convergências. Modelos aos quais foi atribuído que a compressão dos gases assume o comportamento de uma transformação politrópica mostraram resultados mais coerentes quando apresentavam relação de compressão baixa. Para relações de compressão elevada não foi possível a identificação de um modelo simples, visto que não foram acessíveis as informações sobre a transferência de calor, remetendo a erros consideráveis com respeito às estimativas atribuídas aos valores ensaiados. Um método onde os efeitos de transferência de calor são modelados, junto com um modelo geralmente usado da liberação do calor para promover o inicio da combustão em um ciclo, contemplou de uma maneira mais coerente os processos de relação de compressão baixa bem como processos de relação de compressão alta. Desde que o valor verdadeiro da relação de compressão do motor é desconhecido, as simulações foram necessárias para executar e avaliar os métodos propostos, somente então se pode determinar se as estimativas dos valores foram fundamentadas. Quando a relação de compressão foi demasiadamente elevada, o fenômeno de “batidas” do motor se manifestava, bem como a existência de um maior consumo de combustível para relação de compressão demasiadamente baixa.

A cogeração surgiu inicialmente no final do século XVIII na Europa e nos EUA. No fim do século XX a maioria das plantas industriais geraram sua própria eletricidade usando caldeiras e geradores (Coal-Fired) de turbina a vapor. Muitas das plantas usaram o vapor de exaustão para os processos industriais. Aproximadamente 58% da energia obtida nas plantas de cogeração, eram responsáveis pela potência de operação das plantas industriais nos EUA. Já no século XIV a cogeração identificava muito bem o seu espaço nos processos industriais, tendo desempenhado um relevante papel no reaproveitamento de energia, proporcionando considerável redução nos custos de implantação dos mesmos.

Stodolsky, (1983), observou um sistema de cogeração industrial operando com um motor Diesel a baixa velocidade, cuja combustão se processa com óleo residual, instalado em uma planta de uma indústria química da Hoffmann La Roche em New Jersey, tornando-se operacional em dezembro 1982, produzindo 23.300 [kW] de energia, 160.000 [lb/h] de vapor a 225 [psig], utilizado para a alimentação das caldeiras existentes na planta. A taxa total da utilização do combustível foi 79.1% (combustível bruto menos perda). A planta própria usou a maioria da força produzida. As flutuações diurnas e sazonais da carga

esperavam-se que fossem menores, e da planta de cogeração esperava-se conseguir um fator da capacidade de aproximadamente 96%. De uma maneira particular, o projeto da manufatura, a avaliação das emissões e uma avaliação econômica, foram observados. Uma compilação dos resultados dos testes, especificações do equipamento, dados da licença do governo e custo da construção, tornou-se uma preocupação pertinente. As taxas reais da produção do calor e a confiabilidade da operação da planta foram estabelecidas ao longo do ano.

Agnew et tal. (1998), desenvolveram um projeto que visualizava a obtenção de potência e resfriamento combinados, na análise de um ciclo Diesel-absorção. A necessidade de se encontrar alternativas de produção econômica de energia justificaram este projeto. Os gases de exaustão encontrados em instalações industriais têm sido usados na combinação da aplicação do binômio calor e trabalho. Em regiões submetidas a temperaturas ambiente na faixa de 35 °C, a alternativa de se utilizar o calor perdido, a fim de se conseguir estabelecer o controle de temperaturas internas dos ambientes, passou ser uma excelente opção. A simulação foi executada à custa de um programa bastante usual para motor diesel, conhecido como SPICE. O ciclo Diesel-absorção foi a opção convencional tomada quando da utilização do calor perdido na exaustão de um motor Diesel. Os arranjos do motor definiram ciclos ideais, para posterior inclusão em ciclos reais, a fim de se obter a máxima eficiência e quantidade de ar a ser resfriado, e ainda como exigência adicional o custo benefício, que não tem sido contemplado nas análises termodinâmicas. A unidade de absorção apresentou um COP de aproximadamente 0,8. Observou-se que para a obtenção de um COP na ordem de 2,0 é necessária a adição de algum trabalho externo através de máquinas de múltiplas funções.

Entenmann, et al. (1993), observou em uma instalação industrial o motor 701DA versão avançada do MW 701D, equipado com uma turbina industrial resistente a faixas elevadas de combustão. O motor foi desenvolvido conjuntamente por Mitsubishi Heavy Industries Ltda (MHI), e Westinghouse Elétrico Corporation (WH), e posto primeiramente em serviço de cogeração em Teesside, Reino Unido. O projeto revia o desenvolvimento do motor, incluindo discussões quanto ao desempenho e quanto aos componentes avançados, incorporados para proporcionar um aumento na temperatura de entrada dos gases de exaustão no rotor (RIT). O projeto instalado em Teesside combinou algumas configurações de ciclo com a facilidade natural de implementá-los, resultando na maior planta de cogeração de gás-campo no mundo.

Lazzarin et al. (1996), estudaram e desenvolveram um sistema de aquecimento, ventilação e ar condicionado (HVAC – Heating Ventilation and Air Conditioning), baseado na cogeração de energia por um motor de ignição por compressão (C. I). A planta equipada

com um motor de gás reaproveitável produzia energia elétrica com recuperação do calor da água de arrefecimento e dos gases da exaustão. A energia elétrica aciona bombas de calor reversíveis de ar-água de um edifício proporcionando de maneira individual o controle térmico dos quartos, satisfazendo principalmente a refrigeração no verão e o aquecimento no inverno. O reaproveitamento da energia foi obtido pela recuperação do calor do motor C. I O sistema proposto foi analisado comparando seu desempenho com uma planta tradicional, operando no verão e no inverno, os resultados obtidos apresentaram-se em um patamar extremamente satisfatório.

Barelli e Bidini. (2000), estudaram e avaliaram o comportamento de um motor Caterpillar CAT 3516, abastecido de gás natural (NG) instalado na Faculdade de Engenharia da Universidade de Perugia, para promover um sistema de cogeração de energia elétrica e térmica. Os primeiros resultados apresentados de cogeração de energia foram da análise do comportamento em condições operacionais reais. Os dados foram coletados diariamente pelos operadores da planta ao longo de 24 meses de operação do motor, os que se revertem à força, eficiência elétrica, taxa de fluxo do NG. Disponibilidade e a temperatura da carga foram analisadas, em relação aos eventos gravados de Breakdown/defects e de Maintenance/repair. Um sistema de aquisição para a monitoração contínua destas variáveis do motor e da planta foi desenvolvido.

Onovwiona e Ugursal. (2004), apresentaram estudos sobre sistemas de micro-cogeração no setor residencial, onde é identificada a possibilidade de produção de energia térmica útil e energia elétrica de uma única fonte de combustível, por exemplo, o óleo ou o gás natural. Observaram que em sistemas de cogeração, a eficiência da conversão da energia aumenta 80% em comparação a uma média de 30-35% para sistemas convencionais de geração de eletricidade através de combustíveis fósseis. Este aumento na eficiência de energia pôde resultar em custos mais baixos e em uma redução nas emissões de gás poluentes quando comparado aos métodos convencionais de gerar o calor e a eletricidade. Os sistemas e os equipamentos de cogeração apropriados para aplicações comerciais, residenciais em pequena escala, podem ser observados nos hospitais, hotéis ou edifícios institucionais, e em muitos outros sistemas novos em desenvolvimento. Procuraram proporcionar a satisfação das exigências de demandas elétricas e térmicas de um edifício possibilitando o aquecimento da água de utilização domestica, bem como o resfriamento dos ambientes de absorção. O objetivo foi fornecer uma visão moderna das várias tecnologias de cogeração apropriadas para aplicações residenciais. Foram discutidos.

Renedo, et al. (2005), analisou as diferentes possibilidades de fornecimento de calor, condicionamento de ar e fornecimento de água quente na torneira de um centro hospitalar. Para esta viabilização, diversos sistemas de cogeração com motores diesel e turbinas a gás

foram considerados. Da avaliação dos resultados, foi possível observar que quanto mais simples for o processo de controle utilizado, maior será a influencia na economia do sistema, mostrando que o parâmetro mais importante é a eletricidade produzida. Assim, as soluções com motores diesel são mais eficientes do que as equivalentes com turbinas a gás, desde que tenham um desempenho elétrico mais elevado.

Moura (2004) apresentou na revista 04 Rodas em sua publicação de Agosto de 2004 no item Novas Tecnologias, um artigo que desenvolvia um assunto sob o título Turbo Sequencial. A idéia era mostrar que o trabalho seqüencial de duas turbinas garante desempenho e economia surpreendentes aos motores diesel. O turbo seqüencial é certamente uma solução que promete potência, não importando onde esteja o ponteiro da conta-giros. Esta alternativa já vem sendo empregada nos carros da Opel desde o início de 2005. Para os motores a gasolina o desenvolvimento de projetos neste sentido ainda estão aguardando o estatus de prioridade. É sabido que geralmente turbinas grandes melhoram o rendimento do motor em alta rotação, mas amarram o desempenho antes disso. Turbinas pequenas vão bem à baixa rotação, mas viram uns gargalos quando o motor funciona a pleno vapor. Com o turbo seqüencial, uma turbina pequena atua desde a marcha lenta. As duas funcionam juntas de 1800 a 3000 [RPM] e, daí em diante, a turbina grande passa a trabalhar sozinha. A transição é lenta, segura e gradual. “O aumento de potência é tão uniforme que o Vectra parece estranhamente suave. Não há o coice comum aos motores turbo”, afirma o repórter Hilton Holloway, da revista inglesa AUTOEXPRESS, o primeiro a testar o protótipo desenvolvido pelo Opel Performance Center (OPC, departamento de preparação de carros da montadora). “Com as duas turbinas conseguimos atingir 26 [bar] de pressão, quando os turbocompressores normais alcançam de 17 a 19 [bar]”, afirma Donatus Wichelhaus, engenheiro-chefe do OPC. As figuras 2.1 e 2.2 abaixo caracterizam uns circuitos de produção de potência em seqüência.

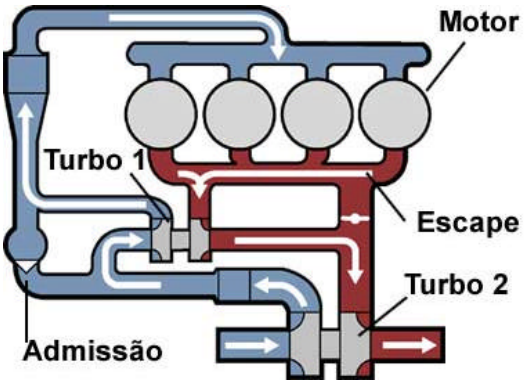


Figura 2.1 – Esboço de um circuito duplo turbinado, de produção de potência.

Até 1800 [RPM], uma borboleta força o gás de escape a passar pelo turbo 1 antes de chegar ao turbo 2.

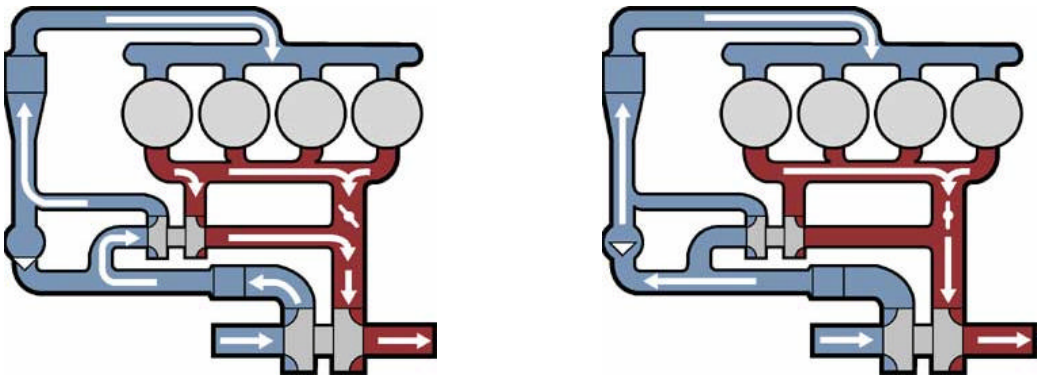


Figura 2.2 – Esboço da operação de um circuito duplo turbinado

Com a borboleta de escape 50% aberta, os dois turbos trabalham juntos de 1800 a 3000 [RPM], Com borboletas abertas no escape e na admissão, acima de 3000 [RPM] o ar deixa de chegar ao turbo 1.

Yokoyama e Koichi. (2003), desenvolveram um estudo sobre a avaliação do desempenho operacional de plantas de cogeração de turbinas a gás. Na expectativa de se obter um melhor desempenho destas plantas de cogeração foi necessário racionalizar a quantidade e capacidade das turbinas a gás e do equipamento da fonte auxiliar de energia, considerando as estratégias operacionais correspondentes às demandas da energia. Aplicações específicas foram identificadas neste projeto, tais como, produção da energia calorífica através da injeção de vapor oriunda do ciclo combinado de cogeração, refrigeração do ar de entrada promovido pelo armazenamento de gelo obtido do ciclo combinado refrigeração e absorção. A avaliação dos efeitos destas alternativas no desempenho da planta é facilmente controlado e interpretado pelos projetistas. Foi desenvolvida uma ferramenta de otimização denominada “OPS-Operação” para avaliar as estratégias operacionais para configurações e especificações dadas, das plantas da fonte de energia. Basicamente esta ferramenta possui uma relação de fácil uso, com a finalidade de registrar os dados, promove a edição de gráficos através do programa “Flowsheet”, possibilita o cálculo automático da programação e da otimização, proporcionando a representação gráfica dos resultados. Critérios tais como, custo operacional consumo de energia e a emissão do CO_2 foram levados em conta quando do desenvolvimento deste estudo. Observou-se que a ferramenta é muito eficaz, racional, flexível e facilmente aplicada.

C A P I T U L O III

Modelagem

3.1 Introdução

Este trabalho explorou a possibilidade de realizar cogeração em motores ICE ou Diesel simulando o processo de operação de um motor. Para tanto serão estudadas, através do código desenvolvido, uma grande variedade de parâmetros operacionais. Para a obtenção do código procura-se um modelo paramétrico que possa retratar de forma mais fiel e coerente o comportamento das variáveis escolhidas a serem analisadas, submetendo posteriormente o modelo selecionado a um processo de validação, possibilitando uma primeira avaliação sobre a simulação deste modelo. E finalmente analisar e interpretar esses resultados e simular a operação do motor foi a diretriz tomada neste trabalho. A idéia foi promover a modelagem, validação e simulação de um motor Diesel sobrealimentado, a fim de se obter o seu comportamento para diferentes condições operacionais, entendidas como fluxo de massa e regime de giro. O motor estará acoplado a uma turbomáquina inicialmente sem alterações em suas características construtivas. Desta maneira com a validação do modelo pré-definido, possibilitará o estudo da energia não aproveitada dos gases de escape do motor, bem como o estudo dos impactos manifestados sobre o motor. A Figura 3.1 mostra um esboço de um motor de 06 cilindros sobrealimentado, com a turbina equipada com a válvula de alívio (wastegate), onde pode se observar o circuito de operação do motor.

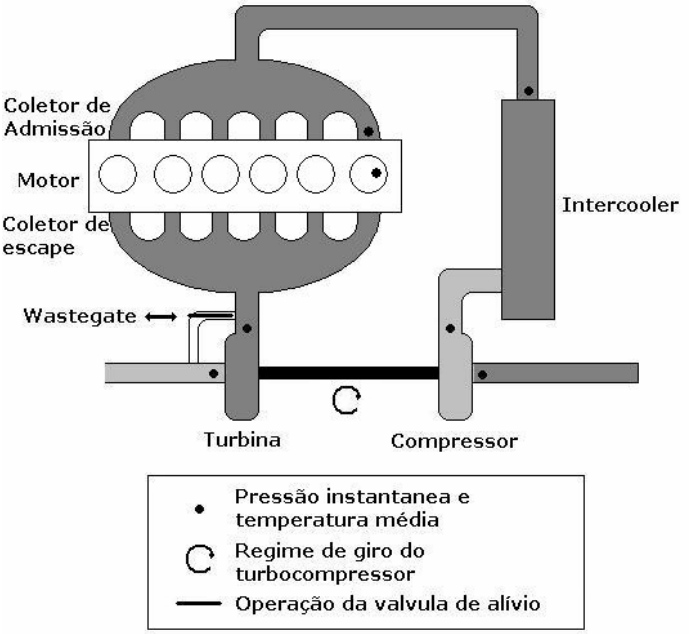


Figura 3.1 – Diagrama esquemático de um motor sobrealimentado 06 (seis) cilindros

O circuito completo da operação do motor pode ser identificado no fluxograma mostrado na Fig. 3.2, onde os parâmetros indicados devem ser obtidos, as custas da modelagem pré-definida para a simulação.

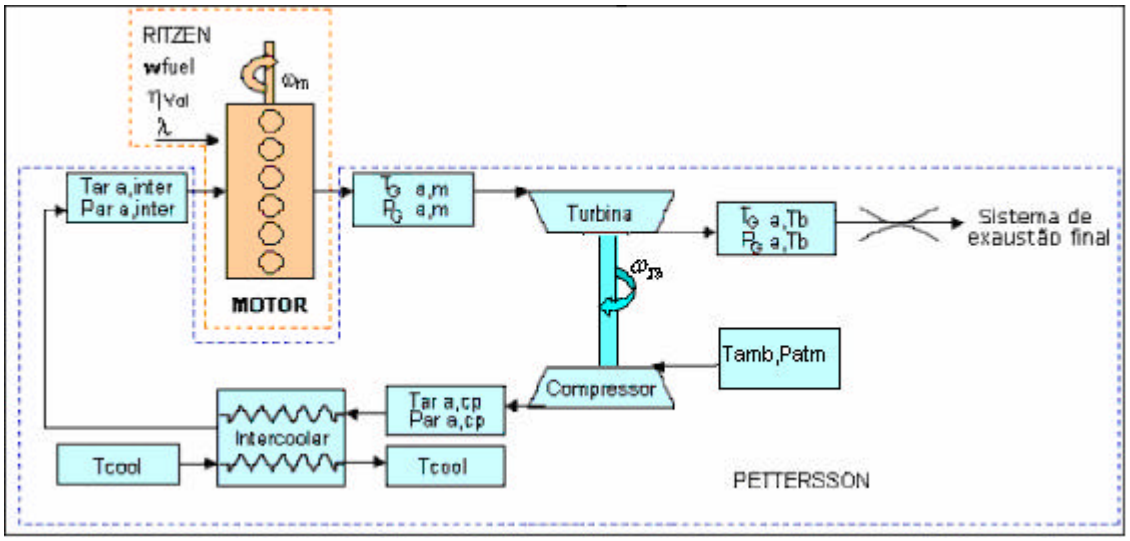


Figura 3.2 – Circuito completo da operação do Motor.

A Figura 3.2 mostra o diagrama esquemático de um motor Otto, similar ao modelado por Ritzén (2003) o qual serve como modelo para este trabalho. Este modelo de motor ICE, ciclo Otto, será usado para modelar um motor Diesel, levando em conta diferente taxa de compressão e parâmetros de ajuste do modelo.

3.2 Obtenção dos modelos

Para alcançar o objetivo, o motor foi dividido em subsistemas, apresentado em três segmentos distintos, periférico de entrada, motor e periférico de saída. Para cada subsistema o modelo físico é estudado baseado nas leis da termodinâmica, mecânica dos fluidos, fenômenos de transporte e as leis de Newton. Para uma determinada faixa de temperatura os modelos foram desenvolvidos considerando o gás com um comportamento ideal, e os calores específicos c_p e c_v, constantes em relação à temperatura. Foram efetuadas avaliações apenas dos fenômenos estacionários, a interpretação dos fenômenos que ocorrem em cada subsistema, a escolha do modelo, a escolha do software a ser aplicado na validação, e finalmente a simulação e interpretação dos resultados.

O periférico de entrada consiste na modelagem do compressor e do intercooler, possibilitando determinar os estados de entrada e saída do ar de cada um destes componentes, assim como suas características físicas, trabalho, calor trocado etc, em função das condições de operação do motor tais como, fluxo de massa e/ou regime de giro.

O modelo do motor consiste na modelagem da temperatura de saída dos gases de escape, bem como a potência desenvolvida pelo motor, em função da carga que lhe é aplicada e de seu regime de giro.

O periférico de saída consiste na modelagem da turbina e do coletor de descarga possibilitando determinar os estados de entrada e saída do gás de cada um destes componentes, assim como suas características físicas, trabalho, perda de pressão etc, em função das condições de operação de motor tais como, fluxo de massa e/ou regime de giro.

É de extrema necessidade a avaliação de todos os periféricos propostos, pois os mesmos desempenham um importante papel nas condições operacionais do motor, como por exemplo, a turbomáquina que propicia um aumento na potência do motor na ordem de 20%. Na modelagem foram adotadas as seguintes hipóteses simplificadoras:

I. Regime permanente.
II. Perda de carga desprezível nas tubulações e condutos de admissão e escape.
III. Admite-se o ar e os gases de escape como gás ideal.
IV. Os calores específicos à pressão constante e volume constante são considerados constantes na faixa temperatura do motor.

3.2.1 Modelando o Compressor

A curva de operação do compressor disponibilizada pela literatura (Bermudez 1995), não trás informações diretamente sobre o seu rendimento.

Para se obter um modelo que caracteriza de forma coerente e satisfatória a tendência do comportamento das variáveis, utilizou-se de um método estatístico (test students) que proporciona a avaliação do comportamento das variáveis com respeito aos valores médios.

Desta forma, a relação de pressão do compressor $Rp_{(cp)}$ foi modelada determinando um polinômio de quarta ordem com 8 (oito) constantes de ajuste, com dados experimentais extraídos da literatura (Bermudez, 1995), dado da seguinte forma:
sendo

$$Rp_{(cp)} = \frac{P_{ar,scp}}{P_{are,cp}} = f(\dot{m}_{ar,cp}, N_{cp}) \qquad (3.1)$$

temos

$$\overset{*}{Rp}_{cp} = -K_{1cp}\,\overset{*}{\dot{m}}_{ar}^{\,4} - K_{2cp}\,\overset{*}{\dot{m}}_{ar}^{\,3}\,\overset{*}{N}_{cp}^{\,2} + K_{3cp}\,\overset{*}{\dot{m}}_{ar}^{\,2}\,\overset{*}{N}_{cp}^{\,2} - K_{4cp}\,\overset{*}{\dot{m}}_{ar}^{\,4}\,\overset{*}{N}_{cp} + K_{5cp}\,\overset{*}{\dot{m}}_{ar}^{\,3}\,\overset{*}{N}_{cp} \qquad (3.2)$$
$$-K_{6cp}\,\overset{*}{\dot{m}}_{ar}^{\,2}\,\overset{*}{N}_{cp} + K_{7cp}\,\overset{*}{\dot{m}}_{ar}\,\overset{*}{N}_{cp} + K_{8cp}$$

Onde:

$Rp_{cp} =$ relação de pressão no compressor $[-]$

$P_{ar,scp} =$ pressão do ar na saída do compressor $[kPa]$

$P_{ar,ecp} =$ pressão do ar na entrada do compressor $[kPa]$

$\dot{m}_{ar} =$ fluxo de massa de ar no compressor $\left[\frac{kg}{s}\right]$

$N_{cp} =$ rotação do compressor $[RPM]$

O rendimento do compressor h_{cp} foi modelado determinando um polinômio de quarta ordem com 15 (quinze) constantes de ajuste, com dados experimentais extraídos da literatura (Bermudez, 1995), dado da seguinte forma:
da termodinâmica temos

$$h_{cp} = \frac{T_{2Sar,scp} - T_{ar,ecp}}{T_{ar,scp} - T_{are,cp}} = f(\dot{m}_{ar,cp}, N_{cp}) \qquad (3.3)$$

logo

$$\begin{aligned}\overset{*}{h}_{cp} = (&-K_{h1cp}\,\overset{*}{\dot{m}}{}_{ar}^{4} + K_{h2cp}\,\overset{*}{\dot{m}}{}_{ar}^{4}\,\overset{*}{N}{}_{cp}^{4} - K_{h3cp}\,\overset{*}{\dot{m}}{}_{ar}^{3}\,\overset{*}{N}{}_{cp}^{4} + K_{h4cp}\,\overset{*}{\dot{m}}{}_{ar}^{2}\,\overset{*}{N}{}_{cp}^{4} - K_{h5cp}\,\overset{*}{\dot{m}}{}_{ar}\,\overset{*}{N}{}_{cp}^{4} \\ &+K_{h6cp}\,\overset{*}{\dot{m}}{}_{ar}^{3}\,\overset{*}{N}{}_{cp}^{3} - K_{h7cp}\,\overset{*}{\dot{m}}{}_{ar}^{2}\,\overset{*}{N}{}_{cp}^{3} + K_{h8cp}\,\overset{*}{\dot{m}}{}_{ar}\,\overset{*}{N}{}_{cp}^{3} - K_{h9cp}\,\overset{*}{\dot{m}}{}_{ar}^{4}\,\overset{*}{N}{}_{cp}^{2} + K_{h10cp}\,\overset{*}{\dot{m}}{}_{ar}^{2}\,\overset{*}{N}{}_{cp}^{2} \\ &-K_{h11cp}\,\overset{*}{\dot{m}}{}_{ar}\,\overset{*}{N}{}_{cp}^{2} + K_{h12cp}\,\overset{*}{\dot{m}}{}_{ar}^{4}\,\overset{*}{N}{}_{cp} - K_{h13cp}\,\overset{*}{\dot{m}}{}_{ar}^{3}\,\overset{*}{N}{}_{cp} + K_{h14cp}\,\overset{*}{\dot{m}}{}_{ar}\,\overset{*}{N}{}_{cp} + K_{h15cp})100\end{aligned} \tag{3.4}$$

A analise do grau do polinômio e do numero de coeficientes a serem utilizados, foi baseada no comportamento estatístico da influencia de cada coeficiente, utilizando o processo de normalização. No calculo de h_{cp} e Rp_{cp}, rendimento e relação de pressão do compressor respectivamente, é necessário alimentar os modelos com os seguintes dados de entrada inicialmente adotados, $\dot{m}_{ar}$, P_{atm}, T_{amb}, N_{cp}, já previamente conhecidos.

Para obterem-se as condições de estado de saída, da massa de ar que flui através do compressor, foram utilizados os seguintes equacionamentos termodinâmicos.

Pressão do ar na saída do compressor $(P_{ar;scp})$

$$Rp_{cp} = \frac{P_{ar;scp}}{P_{atm}}$$

$$P_{ar;scp} = Rp_{cp}.P_{atm} \tag{3.5}$$

Temperatura do ar na saída do compressor $(T_{ar;cp})$

reescrevendo (3.3) temos

$$T_{ar;cp} = \frac{T_{2Sar;scp} - T_{amb}}{h_{cp}} + T_{amb} \tag{3.6}$$

da equação de estado para um gás ideal em um processo politrópico temos

$$pv^{g} = constante$$

$$\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2}$$

logo

$$T_{2Sar;scp} = T_{amb}.Rp_{cp}^{\frac{g-1}{g}} \tag{3.7}$$

onde:

$T_{2Sar;scp} =$ temperatura isentrópica do ar na saída do compressor $[k]$

$h_{cp} =$ rendimento do compressor $[\%]$

as equações (3.5) e (3.6), definem o estado termodinâmico do fluxo de massa após o compressor.

Através de uma modelagem termodinâmica, é possível se determinar o torque e a potência mecânica desenvolvidos pelo compressor.

$$M_{cp} = \frac{\dot{m}_{ar,cp}.Cp_{ar}.T_{amb}.\left[Rp_{cp}^{\frac{g-1}{g}} - 1\right]}{h_{cp} w_{cp}} \tag{3.8}$$

onde:

$M_{cp} =$ torque desenvolvido pelo compressor $[Nm]$

$Cp_{ar} =$ calor específico do ar a pressão constante $\left[\frac{kJ}{kgK}\right]$

$g =$ relação entre os calores específicos do ar $[-]$

sabemos que

$$\dot{W}_{cp} = M_{cp}.w_{cp}$$

onde a velocidade de rotação angular do eixo do compressor é dada por:

$$w_{cp} = N_{cp}.\left(\frac{2p}{60}\right)$$

admitindo $Cp_{ar} = 1{,}043\ [kJ/kg.K]$

$$\dot{W}_{cp} = \frac{\dot{m}_{ar,cp}.Cp_{ar}.T_{amb}.\left[Rp_{cp}^{\frac{g-1}{g}} - 1\right]}{h_{cp}} \tag{3.9}$$

sendo:

$h_{cp} =$ rendimento do compressor $[\%]$

$\dot{m}_{ar,cp} =$ fluxo de massa de ar no compressor $\left[\frac{kg}{s}\right]$

$N_{cp} =$ rotação do compressor $[RPM]$

$T_{2Sar,scp} =$ temperatura isentrópica na saída do compressor $[K]$

$T_{ar,scp} =$ temperatura do ar na saída do compressor $[K]$

$T_{ar,ecp} =$ temperatura do ar na entrada do compressor $[K]$

as equações (3.8) e (3.9), definem o torque e a potência respectivamente, desenvolvidos no compressor.

3.2.2 Modelando o Intercooler.

Uma modelagem paramétrica (Pettersson 2000), baseada na equação de d'Arcy's para regime laminar, possibilita a determinação da perda de pressão que ocorre no fluxo de massa de ar que flui através do Intercooler.

$$P_{ar;sinter} = P_{ar;scp} - K_{inter}.T_{ar;scp}.\dot{m}_{ar,inter}^{2} \tag{3.10}$$

onde:

$P_{ar;sinter} =$ pressão do ar na saída do intercooler $[kPa]$

$K_{inter} =$ constante de ajuste da perda de pressão no intercooler $[-]$

$\dot{m}_{ar,inter} =$ fluxo de massa de ar no intercooler $\left[\frac{kg}{s}\right]$

Para o cálculo da efetividade de troca de calor no intercooler (Pettersson 2000), efetuaram-se ajustes dos dados medidos a um modelo caixa preta, apresentando resultados satisfatórios quanto ao valor da efetividade de troca de calor no intercooler, conforme equação a seguir:

$$e_{inter} = K_{e1} + K_{e2}\left(\frac{T_{ar,scp} + T_{cool}}{2}\right)\dot{m}_{ar,inter} + K_{e3}\,\dot{m}_{ar,inter} \tag{3.11}$$

onde:

$K_{e1}, K_{e2}, K_{e3} =$ constantes de ajuste da efetividade do intercooler $[-]$

$T_{cool} =$ temperatura do ar de resfriamento no intercooler $[K]$

Da definição termodinâmica da efetividade de troca de calor, determina-se a temperatura do ar de saída do Intercooler.

$$T_{ar;sinter} = T_{ar;scp} - e_{inter}.(T_{ar;scp} - T_{cool}) \tag{3.12}$$

considerando

$T_{cool} = T_{amb}$

onde

$T_{cool} =$ temperatura do ar de resfriamento no intercooler $[K]$

$T_{amb} =$ temperatura do ar ambiente $[K]$

$T_{ar,sinter} =$ temperatura do ar na saída do intercooler $[K]$

$T_{ar,scp} =$ temperatura do ar na saída do compressor $[K]$

$e_{inter} =$ eficiência de troca de calor no intercooler $[-]$

3.2.3 Modelando o Motor

Com a intenção de se determinar a temperatura de saída dos gases do motor T_{Gsm}, bem como a potência desenvolvida pelo motor $\dot{W}_m$, aplicou-se os modelos físicos propostos (Ritzén 2003). A figura 3.3, apresenta um diagrama Pv para um ciclo Otto ideal, onde os índices apresentados nos modelos físicos, referem-se aos diferentes estados termodinâmicos assumidos pela mistura ar+combustível do motor.

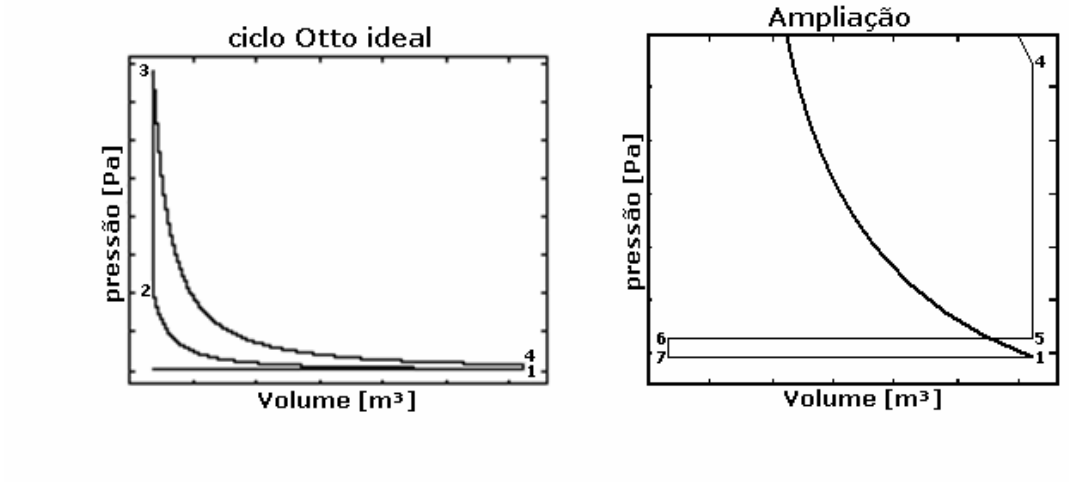


Figura 3.3 – Diagrama PV de um ciclo OTTO ideal.

No processo (1-2), define-se a compressão adiabática da mistura ar+combustível, e de acordo com a 2º lei da termodinâmica para processos politrópicos, podemos obter as condições de estado da mistura como se segue:

$$Pv^{g} = constante$$

$$P_2 = P_1\left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{g} \tag{3.13}$$

$$T_2 = T_1\left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{g-1} \tag{3.14}$$

onde:

$P_1, T_1, P_2, T_2 =$ pressão e temperatura da mistura nos estados 1 e 2 respectivamente

$v_1, v_2 =$ volume específico do gás nos estados 1 e 2 respectivamente

No processo (2-3), define-se a combustão isovolumétrica da mistura, de acordo com 1º lei da termodinâmica, aplicada para um gás ideal em um processo isocórico, podemos obter as condições de estado da mistura como se segue:

$$\frac{P_2V_2}{T_2} = \frac{P_3V_3}{T_3}$$

$$V_2 = V_3$$

$$_2q_{in3} = u_3 - u_2 + {}_2W_3$$

$$_2W_3 = 0$$

$$u = C_v T$$

logo temos

$$T_3 = T_2 + \frac{q_{in}}{C_v} \tag{3.15}$$

$$P_3 = P_2\left(1 + \frac{q_{in}}{C_v T_2}\right) \tag{3.16}$$

onde:

$q_{in} =$ quantidade de calor específico originado da combustão $\left[\frac{J}{kg}\right]$

$C_v =$ calor específico do gás a volume constante $\left[\frac{J}{kgK}\right]$

$u =$ energia interna específica $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

$W =$ trabalho realizado no processo definido pelos estados 2 e 3 $[kJ]$

$P_3, T_3, P_2, T_2 =$ pressão e temperatura da mistura nos estados 3 e 2 $[K][kPa]$

Por se tratar de um processo de combustão sabemos que

$$Q = \dot{m}_{fuel} PCI$$
$$PCI = q_{HV}$$
$$Q = \dot{m}_{fuel}\ q_{HV} \tag{3.17}$$

ou ainda

$$\frac{Q}{w_{mistura}} = q_{in}$$
$$\frac{Q}{w_{mistura}} = \frac{w_{fuel} q_{HV}}{w_{mistura}}$$

$$q_{in} = \frac{\dot{m}_{fuel}\, q_{HV}}{m_{mistura}}$$

$$m_{mistura} = m_{ar,em} + m_{fuel}$$

$$q_{in} = \frac{m_{fuel} q_{HV}}{m_{ar,em} + m_{fuel}}$$

onde:

$\dot{m}_{fuel} =$ fluxo de massa de combustível $\left[\frac{kg}{s}\right]$

$q_{HV} =$ poder calorífico do combustível $\left[\frac{J}{kg}\right]$

$q_{in} =$ energia específica contida na carga por unidade de massa $\left[\frac{J}{kg}\right]$

Porém é sempre identificada uma quantidade de gás residual presa no cilindro $\dot{m}_{Gr}$ que não queima quando da combustão, que em relação a massa total da mistura define uma fração residual $x_r = \frac{\dot{m}_{Gr}}{m_{mistura}}$ que pode ser entendida como um fator de correção $(1 - x_r)$, logo teremos

$$q_{in} = \frac{m_{fuel} q_{HV}}{m_{ar,em} + m_{fuel}} (1 - x_r) \tag{3.18}$$

a equação (3.18), define o calor especifico originado da combustão.

No processo (3-4) ocorre uma expansão adiabática onde, de acordo com a 2º lei da Termodinâmica em um processo politrópico, podemos obter para este processo, as condições de estado da mistura como se segue:

$$Pv^g = constante$$

$$P_4 = P_3 \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^g \tag{3.19}$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{g-1} \tag{3.20}$$

onde:

$P_3, T_3, P_4, T_4 =$ pressão e temperatura da mistura nos estados 3 e 4 respectivamente

$v_3, v_4 =$ volume específico do gás nos estados 3 e 4 respectivamente

$g = \dfrac{c_p}{c_v} =$ relação dos calores específicos após a combustão

No processo (4-5) dá - se o inicio da descarga dos gases de escape, onde aplicando a 2º lei da termodinâmica em um processo politrópico, podemos obter para este processo, as condições de estado da mistura como se segue:

$$Pv^g = constante$$

$$P_5 = P_{Gsm}$$

$$T_5 = T_{Gsm} = T_4 \left(\frac{P_{Gsm}}{P_4} \right)^{1-\frac{1}{g}} \qquad (3.21)$$

onde:

$P_{Gsm} =$ pressão do gás na saída do motor $[kPa]$

$T_{Gsm} =$ temperatura do gás na saída do motor $[K]$

$P_5, T_5, P_4, T_4 =$ pressão e temperatura da mistura $[kPa][K]$

No processo (5-6) ocorre a exaustão isobárica dos gases $P_6 = P_5 = P_{Gsm}$, identificando uma massa de gás residual presa no cilindro após a exaustão $x_r = \dfrac{m_r}{m_{mistura}}$, onde através da equação de estado na hipótese de gás ideal, podemos obter para este processo as condições de estado da mistura como se segue:

$$\frac{P_5 V_5}{T_5} = \frac{P_6 V_6}{T_6}$$

$$P_6 = P_{Gsm}$$

$$T_6 = T_{Gsm}$$

Sabemos ainda que:

$$x_r = \frac{m_r}{m_{mistura}} = \frac{V_6}{V_4}\frac{P_{Gsm}}{P_4}\frac{T_4}{T_{Gsm}} = \frac{V_6}{V_4}\left(\frac{P_{Gsm}}{P_4}\right)^{\frac{1}{g}} \tag{3.22}$$

No processo (6-7) podemos observar a abertura da válvula de admissão e da mesma forma anterior às condições de estado da mistura pôde ser identificada.

$$P_7 = P_{ar,em}$$
$$T_7 = T_{Gsm}$$

onde:

$P_{ar,em} =$ pressão do ar na entrada do motor $[kPa]$

$T_{Gsm} =$ temperatura do gás saída do motor $[K]$

No processo (7-1) ocorre a admissão do ar. Neste momento observamos as seguintes características de comportamento

$$P_1 = P_{ar,em} \tag{3.23}$$

$$T_1 = x_r T_{Gsm} + (1 - x_r) T_{ar,em} \tag{3.24}$$

onde:

$T_1 =$ temperatura inicial do gás no ciclo do motor $[K]$

$x_r =$ fração de gás residual $[-]$

usando a equação (3.21) e assumindo que $v_4 = v_1$ e $v_3 = v_2$, combinando (3.13), (3.14), (3.15), (3.16), (3.19), (3.20) e (3.23) temos

$$T_{Gsm} = T_1\left(\frac{P_{Gsm}}{P_{ar,em}}\right)^{1-\frac{1}{g}}\left(1 + \frac{q_{in}}{CvT_1\left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{g-1}}\right)^{\frac{1}{g}} \tag{3.25}$$

onde:

q_{in} = quantidade de energia por unidade de massa $[J/kg]$

usando (3.22), e assumindo $v_4 = v_1$, $v_3 = v_2$ e $V_6 = V_2$, combinando (3.13), (3.14), (3.15) e (3.19) temos

$$x_r = \frac{v_2}{v_1}\left(\frac{P_{Gsm}}{P_{ar,em}}\right)^{\frac{1}{g}}\left(1+\frac{q_{in}}{CvT_1\left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{g-1}}x_{cv}\right)^{\frac{-1}{g}} \tag{3.26}$$

Através de uma modelagem física (Ritzén 2003), é possível se obter variáveis importantes interdependentes que definem com abrangência o comportamento operacional do motor, tais como a energia específica contida na carga por unidade de massa, a fração de gás residual e a temperatura inicial do gás no ciclo do motor.

$$q_{in} = \frac{m_{fuel}q_{HV}}{m_{ar,em}+m_{fuel}}(1-x_r) \tag{3.18}$$

$$x_r = \frac{1}{r_c}\left(\frac{P_{Gsm}}{P_{ar,em}}\right)^{\frac{1}{g}}\left(1+\frac{q_{in}}{C_vT_1r_c^{\,g-1}}\right)^{-\frac{1}{g}} \tag{3.27}$$

$$T_1 = x_rT_{Gsm} + (1-x_r)T_{ar,em} \tag{3.24}$$

onde:

r_c = relação de compressão do motor $[-]$

T_1 = temperatura inicial do gás no ciclo do motor $[K]$

x_{rc} = fração de gás residual $[-]$

P_{Gsm} = pressão do gás na saída do motor $[kPa]$

$P_{ar,em}$ = pressão do ar na entrada do motor $[kPa]$

A temperatura dos gases de exaustão do motor é modelada segundo um ciclo Otto ideal (Ritzén, 2003), podendo ser determinada por:

$$T_{Gsm} = T_1 \left(\frac{P_{Gsm}}{P_{arem}} \right)^{1-\frac{1}{g}} \left(1 + \frac{q_{in}}{C_v T_1 (r_c)^{g-1}} \right)^{\frac{1}{g}} \tag{3.25}$$

Para a determinação da potência útil do motor, foi desenvolvido baseado nas leis da termodinâmica o seguinte modelo paramétrico, conforme apresentado no anexo III, visto que não foi possível encontrar na literatura uma modelagem que permitisse o dimensionamento desta variável.

$$\dot{W}_m = K_{qin} q_{in} \left[1 - r_c^{(1-g_G)} \right] \tag{3.28}$$

onde:

$\dot{W}_m =$ potência desenvolvida pelo motor $[kW]$
$K_{qin} =$ constante de ajuste da energia específica liberada $[-]$
$g_G =$ relação politrópica dos gases $[-]$

As propriedades dos gases foram definidas através de modelos físicos (Blair 1998), nos possibilitando determinar de maneira mais precisa e coerente os valores do calor especifico a volume constante, bem como a relação politrópica dos gases após a combustão, em função da temperatura inicial do gás no ciclo do motor.

$$C_v = f\left(\%O_2, \%CO_2, \%H_2O, N_2, T_1\right)$$
$$g_G = f\left(\%O_2, \%CO_2, \%H_2O, N_2, T_1\right)$$

considerando as seguintes composições mássicas do gás:

$$Co_2 = 11{,}14\%$$
$$N_2 = 74{,}05\%$$
$$O_2 = 2{,}28\%$$
$$H_2O = 12{,}53\%$$

3.2.4 Modelando a Turbina.

O modelo desenvolvido está focado no estudo de turbinas radiais utilizadas em motores a combustão interno (Toolkit TC 4.7 ASHRAE) alterado por (Martins 2002). Observou que poderia se aproximar o comportamento operacional de uma turbina radial ao comportamento de uma turbina elementar axial, conhecida como roda D'Laval, a fim de estabelecer a modelagem da relação de pressão e do rendimento. A roda D'Laval é constituída de um bocal e uma roda com pás simétricas, conforme mostra a Fig. 3.4. O equacionamento baseia-se na teoria do gás perfeito, na equação de Euler e nos efeitos compressíveis.

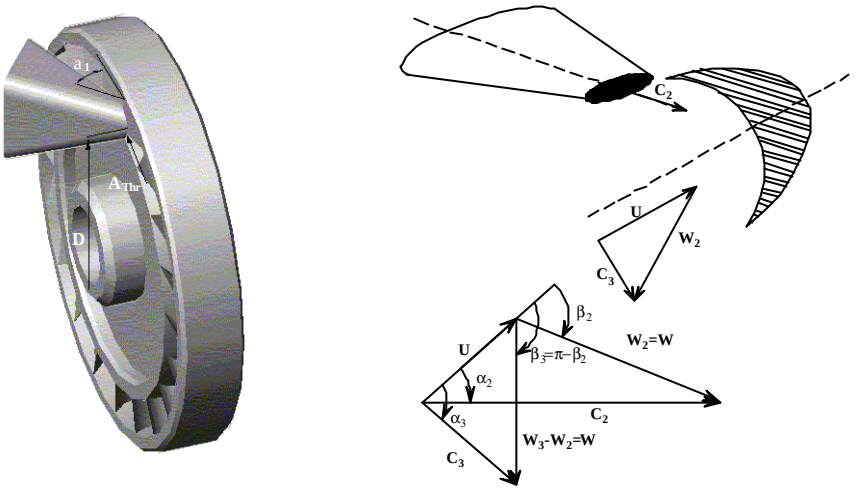


Figura 3.4 - Esquema da roda de D'laval e do diagrama de velocidade

O trabalho desta turbina pode ser representado de acordo com a equação de Euler, como se segue:

$$\dot{W}_{eixo} = C_{U2} \cdot U_2 - C_{U3} \cdot U_3 = U \cdot \left(C_2 \cos\left(a_2\right) - C_3 \cos\left(a_3\right) \right) \tag{3.29}$$

onde:

$\dot{W}_{eixo}$ - Trabalho eixo

C_{u2} - Velocidade absoluta de entrada do gás no rotor projetada na direção tangencial ao rotor

C_{u3} - Velocidade absoluta de saída do gás no rotor projetada na direção tangencial ao rotor

C_2 - Velocidade absoluta de entrada do gás no rotor

C_3 - Velocidade absoluta de saída do gás no rotor

a_2 - Ângulo entre a velocidade absoluta e tangencial do gás na entrada do rotor

a_3 - Ângulo entre a velocidade absoluta e tangencial do gás na saída do rotor

U - Velocidade tangencial do rotor, dado por $U = p\,DN$ (3.30)

D - Diâmetro

N - Velocidade de rotação do rotor

Do triângulo de velocidade, tem-se:

$$C \cdot \cos(a) = U + W \cdot \cos(b) \tag{3.31}$$

onde:

b - Ângulo entre a velocidade relativa e tangencial

W - Velocidade Relativa

Por simetria da pá, tem-se que o ângulo de saída da pá é dado por:

$$b_3 = p - b_2 \tag{3.32}$$

Substituindo as equações (3.32) e (3.33) na equação (3.31), tem-se:

$$\dot{W}_{eixo} = 2 \cdot U \cdot W \cdot \cos(b_2) = 2 \cdot U \cdot \left(C_2 \cdot \cos(a_2) - U\right) \tag{3.33}$$

A velocidade C_2, como mostra a Fig. 3.4, pode ser calculada por uma expansão isentrópica do bocal, dada por:

$$C_2 = \sqrt{2 \cdot Cp \cdot T_{GeTb} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_{GsTb}}{P_{GeTb}}\right)^{\frac{g-1}{g}}\right]} \tag{3.34}$$

onde:

T_{GeTb} - Temperatura de entrada do gás na turbina

P_{GeTb} - Pressão de entrada do gás na turbina

P_{GsTb} - Pressão de saída do gás na turbina

Cp - Calor Específico do gás a pressão constante

A eficiência isentrópica h_{Tb} é dada na forma:

$$h_{Tb} = \frac{W_{eixo}}{W_{adiabatico}} = \frac{2 \cdot U \cdot \left(C_2 \cdot \cos\left(a_2\right) - U\right)}{\frac{1}{2} \cdot C_2^2} \tag{3.35}$$

Whitfield e Baines (1976) afirmam que os componentes de uma turbomáquina podem ser representados por dutos e uma configuração simplificada para um bocal, admitindo que os estados estático e total sejam aproximadamente os mesmos na entrada do bocal, têm-se assim:

$$\dot{w}_{gas} \cdot \frac{\sqrt{g \cdot R_{gas} \cdot T_{SU}}}{A_{Thr} \cdot P_{SU} \cdot g} = M_2 \cdot \left[1 + \frac{g-1}{2} \cdot M_2^2\right]^{-\frac{1}{2}\frac{g+1}{g-1}} \cdot \left[1 - \frac{g-1}{2} \cdot z_{Thr} \cdot M_2^2\right]^{\frac{g}{g-1}} \tag{3.36}$$

onde:

M_2 - Número de Mach na saída do bocal

z_{Thr} - Coeficiente de perdas no bocal

O equacionamento proposto nesse modelo mostra-se bastante simplificado em relação a outros modelos conhecidos, fazendo-se necessário identificar apenas 3 parâmetros para caracterizar as turbinas: área do bocal (A_{thr}); diâmetro do rotor (D) e ângulo de entrada do fluxo de gás no rotor (a_2). Esse procedimento é facilmente realizado, sendo para tanto, suficiente o uso das curvas de operação das turbomáquinas.

Uma vez obtido rendimento e relação de pressão, pode-se determinar a partir da 1º lei da termodinâmica e da definição de rendimento isentrópico para turbina:

A pressão e temperatura do gás na saída da turbina

$$P_{GsTb} = Rp_{Tb} P_{GeTb} \tag{3.37}$$

$$T_{GsTb} = T_{GeTb} + (T_{sGsTb} - T_{GeTb}) . h_{Tb} \tag{3.38}$$

$$T_{sGsTb} = T_{GeTb} . Rp_{Tb}^{\frac{1-g_G}{g_G}} \tag{3.39}$$

onde:

$P_{G\$Tb}$ = pressão do gás na saída da turbina $[kPa]$

$P_{G\text{e}Tb}$ = pressão do gás na entrada da turbina $[kPa]$

$T_{G\$Tb}$ = temperatura do gás na saída da turbina $[K]$

$T_{G\text{e}Tb}$ = temperatura do gás na entrada da turbina $[K]$

$T_{sG\$Tb}$ = temperatura isentrópica do gás na saída da turbina $[K]$

h_{Tb} = rendimento da turbina $[\%]$

Rp_{Tb} = relação de pressão na turbina $[-]$

as equações (3.37) e (3.38), permitem determinar o estado do gás após a turbina.

O torque produzido pela turbina pode ser determinado por:

$$M_{Tb} = \frac{\dot{m}_{gas}.Cp_{gas}.T_{G\text{e}Tb}.\left(Rp_{Tb}^{\frac{1-g_G}{g_G}} - 1\right)h_{Tb}}{w_{Tb}} \tag{3.40}$$

A potência fornecida pela turbina, pode ser determinada por:

$$\dot{W}_{Tb} = M_{Tb}.w_{Tb}$$

onde

$$w_{Tb} = \frac{2p\,N}{60}$$

logo

$$\dot{W}_{Tb} = \dot{m}_{gas}.Cp_{gas}.T_{G\text{e}Tb}.\left[Rp_{Tb}^{\frac{1-g_G}{g_G}} - 1\right]h_{Tb} \tag{3.41}$$

onde:

M_{Tb} = torque produzido pela turbina $[Nm]$

$\dot{W}_{Tb}$ = potência fornecida pela turbina $[kW]$

3.2.5 Modelando o Sistema final de exaustão (CD)

A perda de pressão promovida devida às restrições físicas e mecânicas do sistema final de exaustão é calculada através do seguinte modelo físico (Bermudez 1995)

$$\Delta P = \left(\frac{\dot{w}_G}{CD_{escape}} \right)^2 \frac{R_G T_{GaTb}}{2P_{GaTb}} \tag{3.42}$$

logo

$$P_{GaTb} = \left(\frac{\dot{w}_G}{CD_{escape}} \right)^2 \frac{R_G T_{GaTb}}{2P_{GaTb} + P_{atm}} \tag{3.43}$$

onde:

$CD =$ coeficiente de descarga dos gases de exaustão $[-]$

$R_G =$ constante dos gases $\left[\frac{J}{kgK}\right]$

A equação (3.42) permite calcular a perda de pressão nos gases de escape do motor, no sistema final de exaustão.

3.2.6 Modelando o Fluxo de massa de ar.

Da consideração do volume varrido no cilindro e utilizando a equação de gás ideal, encontramos como modelo do fluxo de massa de ar que flui através do motor a seguinte expressão:

$$\dot{m}_{ar,m} = \frac{h_{vol} P_{ar,sinter} V_{desl} n_{cilin} N_m}{60 n_{rev/cicl} R_{ar,m} T_{ar,sinter}} \tag{3.44}$$

onde:

$\dot{m}_{ar,m} =$ fluxo de massa de ar no motor $\left[\frac{kg}{s}\right]$

$h_{vol} =$ rendimento volumétrico do motor $[\%]$

$P_{ar,sinter} =$ pressão na saída do intercooler $[kPa]$

$V_{desl} =$ volume deslocado nos cilindros $[m^3]$

$n_{cilin} =$ número de cilindros do motor $[-]$

$N_m =$ velocidade de rotação do motor $[RPM]$

$n_{rev/cicl} =$ número de revoluções por ciclo $rev/ciclo$

$R_{ar,m} =$ constante do ar no motor $\left[\frac{J}{kgK}\right]$

$T_{ar,sinter} =$ temperatura do ar na saída do intercooler $[K]$

C A P I T U L O IV

Ajustes , Validação e Simulação

4.1 Introdução

A fim de se conseguir uma interpolação dos dados de operação do motor com os dados experimentais, promoveu-se um ajuste nos modelos identificados quando da modelagem.

Os modelos de calculo apresentados, necessitam para serem ajustados de um conjunto de dados adquiridos experimentalmente na configuração original do motor, nos possibilitando posteriormente realizar estudos com os modelos especificamente nos pontos característicos do sistema que se deseja otimizar. Uma ferramenta amplamente utilizada é a metodologia de mínimos quadrados de multi-variáveis. O método de linearização do equacionamento consiste do agrupamento e substituição das variáveis associadas aos parâmetros, por uma variável somente. O método de mínimos quadrados de multi-variáveis é o mesmo aplicado para uma variável, e é dado por:

$$\sum_{i=1}^{n} \left(a + b \cdot X_i - Y_i\right)^2 \rightarrow mínimo \tag{4.1}$$

Onde:

a - Coeficiente de ajuste

b - Coeficiente de ajuste

c - Coeficiente de ajuste

X_i - Variável dependente

Y_i - Variável independente

O mínimo ocorre quando a derivada parcial da Eq. (4.1) com respeito aos coeficientes a e b for igual a zero.

$$\frac{\partial \sum_{i=1}^{m} \left(a + b \cdot X_i - Y_i\right)^2}{\partial a} = \sum 2 \cdot \left(a + b \cdot X_i - Y_i\right) = 0 \tag{4.2}$$

e mais ainda

$$\frac{\partial \sum_{i=1}^{m} \left(a + b \cdot X_i - Y_i\right)^2}{\partial b} = \sum 2 \cdot \left(a + b \cdot X_i - Y_i\right) \cdot X_i = 0 \tag{4.3}$$

organizando os termos, tem-se um sistema de equações.

$$\begin{bmatrix} m & \sum X_i \\ \sum X_i & \sum X_i^2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} a \\ b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum Y_i \\ \sum X_i \cdot Y_i \end{bmatrix} \tag{4.4}$$

Quando do ajuste estatístico dos modelos, foi realizada a normalização das dimensões das variáveis envolvidas, a fim de se garantir que os coeficientes de ajuste assumam uma ordem de grandeza realmente representativa, de acordo com a seguinte expressão:

Variável estudada = Variável normalizada (Lim_{max} – Lim_{mim})+Lim_{mim} (4.5)

4.2 Ajuste do Compressor.

De acordo com a modelagem proposta para o compressor, efetuou-se o ajuste dos modelos paramétricos, através do método dos mínimos quadrados, utilizando o Matlab, com os seguintes procedimentos de cálculos:

Para a relação de pressão do compressor, estimou-se um polinômio de grau 4, em função do fluxo de massa de ar e do regime de giro da turbomáquinas (Bermudez, 1995). A fim de se determinar os pontos de operação que não coincidem com os medidos, é necessário obter a relação existente entre estes parâmetros.

Com o auxílio de um programa estatístico foi possível determinar o seguinte polinômio de correlação.

$$\begin{aligned} \overset{*}{Rp}_{cp} &= -K_{1cp} \dot{\overset{*}{m}}_{ar}^{4} - K_{2cp} \dot{\overset{*}{m}}_{ar}^{3} \overset{*}{N}_{cp}^{2} + K_{3cp} \dot{\overset{*}{m}}_{ar}^{2} \overset{*}{N}_{cp}^{2} - K_{4cp} \dot{\overset{*}{m}}_{ar}^{4} \overset{*}{N}_{cp} + K_{5cp} \dot{\overset{*}{m}}_{ar}^{3} \overset{*}{N}_{cp} \\ &- K_{6cp} \dot{\overset{*}{m}}_{ar}^{2} \overset{*}{N}_{cp} + K_{7cp} \dot{\overset{*}{m}}_{ar} \overset{*}{N}_{cp} + K_{8cp} \end{aligned} \tag{4.6}$$

onde, aplicando a expressão de normalização das variáveis Eq. (4.5) temos

$$Rp_{cp} = Rp_{cp}^{*}\left(4{,}5-1\right)+1$$

fazendo:

$$Y = Rp_{cp}$$

$$X_1 = \dot{m}_{ar}^{*\,4}$$

$$X_2 = \dot{m}_{ar}^{*\,3}\, N_{cp}^{*\,2}$$

$$X_3 = \dot{m}_{ar}^{*\,2}\, N_{cp}^{*\,2}$$

$$X_4 = \dot{m}_{ar}^{*\,4}\, N_{cp}^{*}$$

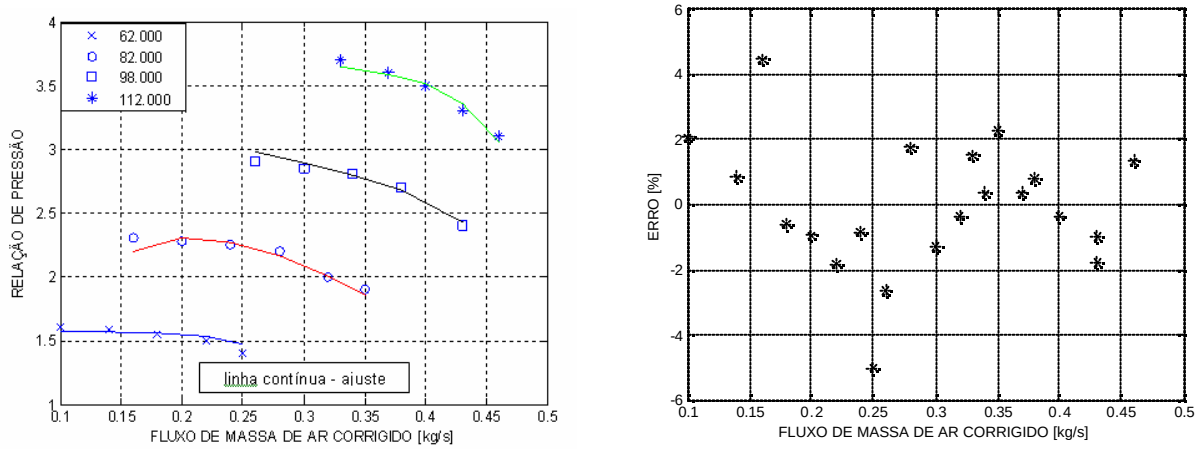
$$X_5 = \dot{m}_{ar}^{*\,3}\, N_{cp}^{*}$$

$$X_6 = \dot{m}_{ar}^{*\,2}\, N_{cp}^{*}$$

$$X_7 = \dot{m}_{ar}^{*}\, N_{cp}^{*}$$

$$X_8 = 1$$

De posse das variáveis $Y, X_1, X_2, X_3 \ldots\ldots X_8$, foi possível estabelecer o ajuste através dos pontos de operação mostrados na Fig. 4.1



(a) (b)

Figura 4.1 – (a) Relação de pressão em função do fluxo de massa de ar, sobre várias condições de operação do compressor, (b) Erro da modelagem para a relação de pressão do compressor.

Conforme mostrado na Fig. 4.1 (a) e (b), observou-se que o polinômio representa de certa forma bem o comportamento da curva de operação do compressor, apesar de em alguns pontos termos identificados erros da ordem de 5%. Entretanto estes pontos são em sua maioria pontos extremos dos ajustes como pode ser observado para a rotação 62.000

[RPM], que representa os pontos de erro elevado. Certamente estes pontos não comprometem a validação, devido o compressor na faixa de operação do motor trabalhar próximo de curvas de rendimento máximo, ou seja, para as rotações compreendidas entre 82.000 a 112.000 [RPM], obtendo-se os seguintes valores para os parâmetros de ajuste:

$K_{1cp} = -1{,}6322$ $\qquad$ $K_{6cp} = -19{,}2729$

$K_{2cp} = -3{,}9105$ $\qquad$ $K_{7cp} = 5{,}7583$

$K_{3cp} = 2{,}7362$ $\qquad$ $K_{8cp} = 0{,}1891$

$K_{4cp} = -7{,}7145$ $\qquad$ $r^2 = 1$

$K_{5cp} = 24{,}2695$

Os dados medidos de fluxo de massa e rotação do compressor foram extraídos dos dados de operação do compressor disponibilizado pela literatura (Bermudez 1995).

Para o rendimento do compressor, estimou-se um polinômio de grau 4, em função do fluxo de massa de ar e do regime de giro da turbomáquinas (Bermudez, 1995). De forma semelhante ao ajuste efetuado para a relação de pressão determinou-se os pontos de operação que não coincidem com os medidos, utilizando os parâmetros ajustados pelo modelo estatístico.

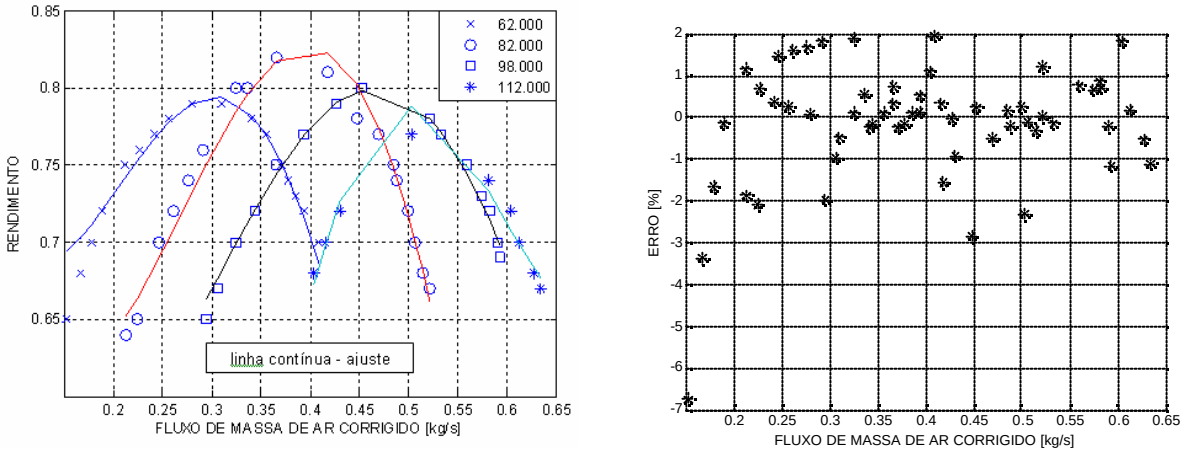
$$\begin{aligned} \overset{*}{h}_{cp} = (&-K_{h1cp}\,\dot{\overset{*}{m}}_{ar}^{\,4} + K_{h2cp}\,\dot{\overset{*}{m}}_{ar}^{\,4}\,\overset{*}{N}_{cp}^{\,4} - K_{h3cp}\,\dot{\overset{*}{m}}_{ar}^{\,3}\,\overset{*}{N}_{cp}^{\,4} + K_{h4cp}\,\dot{\overset{*}{m}}_{ar}^{\,2}\,\overset{*}{N}_{cp}^{\,4} - K_{h5cp}\,\dot{\overset{*}{m}}_{ar}\,\overset{*}{N}_{cp}^{\,4} \\ &+K_{h6cp}\,\dot{\overset{*}{m}}_{ar}^{\,3}\,\overset{*}{N}_{cp}^{\,3} - K_{h7cp}\,\dot{\overset{*}{m}}_{ar}^{\,2}\,\overset{*}{N}_{cp}^{\,3} + K_{h8cp}\,\dot{\overset{*}{m}}_{ar}\,\overset{*}{N}_{cp}^{\,3} - K_{h9cp}\,\dot{\overset{*}{m}}_{ar}^{\,4}\,\overset{*}{N}_{cp}^{\,2} + K_{h10cp}\,\dot{\overset{*}{m}}_{ar}^{\,2}\,\overset{*}{N}_{cp}^{\,2} \\ &-K_{h11cp}\,\dot{\overset{*}{m}}_{ar}\,\overset{*}{N}_{cp}^{\,2} + K_{h12cp}\,\dot{\overset{*}{m}}_{ar}^{\,4}\,\overset{*}{N}_{cp} - K_{h13cp}\,\dot{\overset{*}{m}}_{ar}^{\,3}\,\overset{*}{N}_{cp} + K_{h14cp}\,\dot{\overset{*}{m}}_{ar}\,\overset{*}{N}_{cp} + K_{h15cp})100 \end{aligned} \qquad (4.7)$$

É importante observar que neste caso o rendimento do compressor já esta compreendido nos limites [0-1] não sendo, portanto necessário a normalização das variáveis.

Fazendo

$$Y = h_{cp}$$
$$X_1 = \dot{m}_{ar}^{*4}$$
$$X_2 = \dot{m}_{ar}^{*4} N_{cp}^{*4}$$
$$X_3 = \dot{m}_{ar}^{*3} N_{cp}^{*4}$$
$$X_4 = \dot{m}_{ar}^{*2} N_{cp}^{*4}$$
$$X_5 = \dot{m}_{ar}^{*} N_{cp}^{*4}$$
$$X_6 = \dot{m}_{ar}^{*3} N_{cp}^{*3}$$
$$X_7 = \dot{m}_{ar}^{*2} N_{cp}^{*3}$$
$$X_8 = \dot{m}_{ar}^{*} N_{cp}^{*3}$$
$$X_9 = \dot{m}_{ar}^{*4} N_{cp}^{*2}$$
$$X_{10} = \dot{m}_{ar}^{*2} N_{cp}^{*2}$$
$$X_{11} = \dot{m}_{ar}^{*} N_{cp}^{*2}$$
$$X_{12} = \dot{m}_{ar}^{*4} N_{cp}^{*}$$
$$X_{13} = \dot{m}_{ar}^{*3} N_{cp}^{*}$$
$$X_{14} = \dot{m}_{ar}^{*} N_{cp}^{*}$$
$$X_{15} = 1$$

De posse das variáveis $Y, X_1, X_2, X_3 ..... X_{15}$, foi possível estabelecer o ajuste através dos pontos de operação mostrados na Fig. 4.2



(a) (b)

Figura 4.2 - (a) Rendimento do compressor em função do fluxo de massa de ar, sobre várias condições de operação do compressor. (b) Erro da modelagem para o rendimento do compressor.

Conforme mostrado na Fig. 4.2 (a) e (b), observou-se que o polinômio representa de certa forma bem o comportamento da curva de operação do compressor, apesar de em alguns pontos termos identificados erros da ordem de 6,8%. Entretanto de forma análoga a relação de pressão, estes pontos são em sua maioria pontos extremos dos ajustes como pode ser observado para a rotação 62.000 [RPM], que representa os pontos de erro elevado. Certamente estes pontos não comprometem a validação, devido o compressor na faixa de operação do motor trabalhar próximo de curvas de rendimento máximo, ou seja,

para as rotações compreendidas entre 82.000 a 112.000 [RPM], obtendo-se os seguintes valores para os parâmetros de ajuste:

$K_{h1cp} = 1{,}6355$	$K_{h6cp} = 305{,}3724$	$K_{h11cp} = -79{,}2857$
$K_{h2cp} = 54{,}8258$	$K_{h7cp} = -489{,}2218$	$K_{h12cp} = 40{,}0178$
$K_{h3cp} = 272{,}8485$	$K_{h8cp} = 153{,}7394$	$K_{h13cp} = -68{,}0192$
$K_{h4cp} = 316{,}1324$	$K_{h9cp} = -82{,}2424$	$K_{h14cp} = 9{,}2724$
$K_{h5cp} = -91{,}1750$	$K_{h10cp} = 201{,}7819$	$K_{h15cp} = 0{,}7155$
		$r^2 = 0{,}9852$

Os dados medidos de fluxo de massa e rendimento do compressor foram extraídos dos dados de operação do compressor disponibilizado pela literatura (Bermudez 1995).

4.3 Ajuste do Intercooler.

De acordo com a modelagem proposta para o intercooler, efetuou-se o ajuste dos modelos paramétricos, através do método dos mínimos quadrados, utilizando o Matlab, com o seguinte procedimento de calculo:

Através da equação de d'Arcy's, para regime laminar, estabeleceu-se o ajuste para a perda de pressão no intercooler conforme modelo:

$$P_{ar;sinter} = P_{ar;\,scp} - K_{inter} \,.\, T_{ar;\,scp} \,.\, \dot{m}_{ar}^{2}$$

$$\Delta P_{inter} = K_{inter} T_{ar,scp} \dot{m}_{ar}^{2}$$

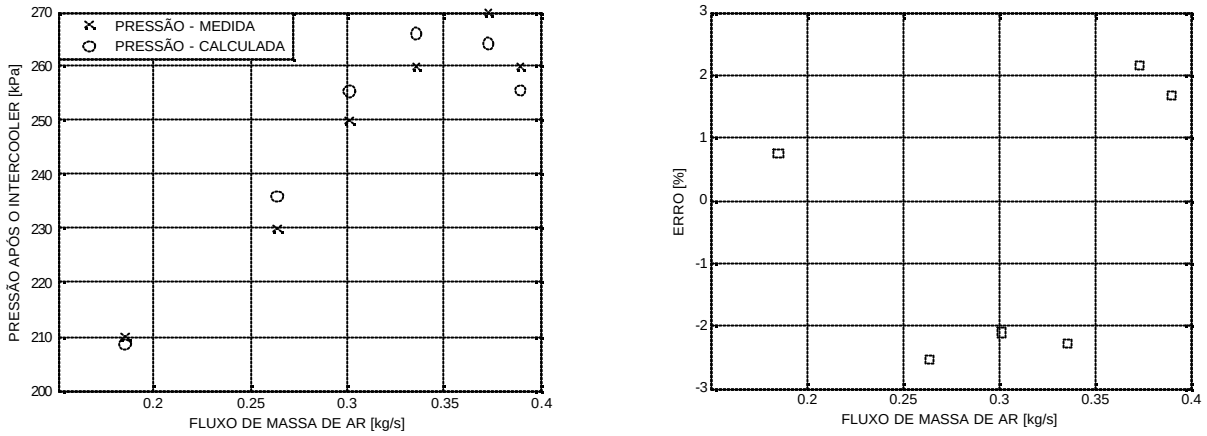
Fazendo

$$Y = \Delta P_{inter}$$

$$X = T_{ar,scp} \dot{m}_{ar}^{2}$$

sendo importante observar que $T_{ar\$cp}$ foi considerada como a média das temperaturas de saída do ar pelo compressor, obtidas através da simulação da operação do compressor em função do fluxo de massa e do seu regime de giro, corrigida pelo rendimento, podendo assim ser interpretada como uma fonte de erro. De posse das variáveis X, Y, foi possível

estabelecer o ajuste através dos pontos de operação mostrados na Fig. 4.3 (Bermudez 1995).



(a) (b)

Figura 4.3 – (a) Pressão após o intercooler em função do fluxo de massa de ar, (b) Erro da modelagem para a pressão de saída do intercooler.

Conforme mostrado na Fig. 4.3 (a) e (b), observou-se que o modelo representa relativamente bem o comportamento da pressão do ar após o intercooler, com erros da ordem de 2,5%, obtendo-se os seguintes valores para os parâmetros de ajuste:

$$K_{inter} = 0{,}4937$$

$$r^2 = 0{,}8474$$

Para o calculo da efetividade do intercooler empregou-se o seguinte modelo paramétrico (Pettersson 2000):

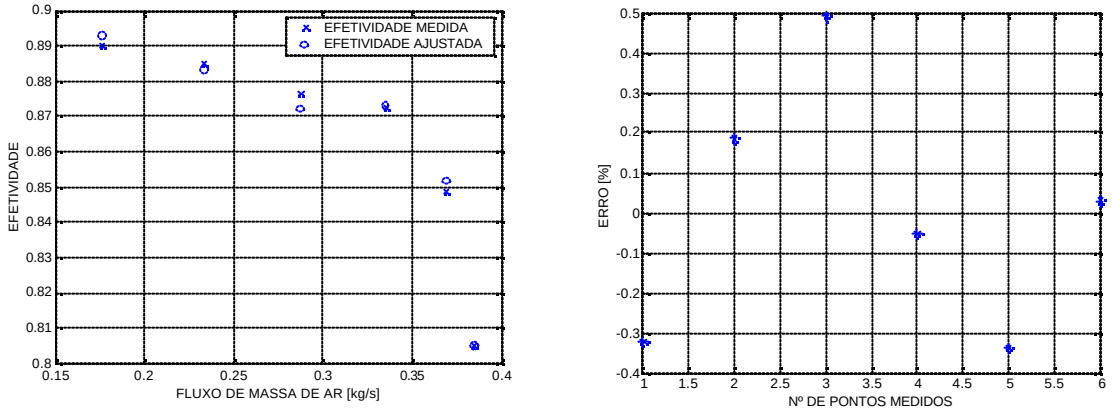
$$e_{inter} = K_{e1} + K_{e2}\left(\frac{T_{arscp} + T_{cool}}{2}\right) + K_{e3}\,\dot{m}_{ar} \tag{4.8}$$

fazendo

$$Y = e_{inter}$$

$$X_1 = 1$$
$$X_2 = \left(\frac{T_{ar\,scp} + T_{cool}}{2} \right)$$
$$X_3 = \dot{m}_{ar}$$

considerando como temperatura do ar de resfriamento $T_{cool} = 300\ [K]$, e de posse das variáveis Y, X_1, X_2, X_3, foi possível estabelecer o ajuste através dos pontos de operação mostrados na Fig. 4.4 (Bermudez 1995).



(a) (b)

Figura 4.4 – (a) Efetividade do intercooler em função do fluxo de massa de ar, (b) Erro da modelagem para a efetividade do intercooler.

Conforme mostrado na figura 4.4 (a) e (b), observou-se que o modelo representa bem o comportamento da efetividade do intercooler, com erros da ordem de 0,5%, obtendo-se os seguintes valores para os parâmetros de ajuste:

$$K_{e1} = 178{,}1696$$
$$K_{e2} = -0{,}5626$$
$$K_{e3} = 14{,}0008$$
$$r^2 = 0{,}9999$$

4.4 Ajuste da Turbina.

Baseado na equação de Euler e na definição termodinâmica de rendimento da turbina identificou-se o seguinte modelo:

$$h_{Tb} = \frac{2 \cdot U \cdot \left(C_2 \cdot \cos\left(a_2\right) - U\right)}{\frac{1}{2} \cdot C_2^2} = 4 \cdot w_{Tb} \cdot \frac{D}{2} \cdot \cos\left(a_2\right) \frac{1}{C_2} - 4 \cdot \left(w_{Tb} \cdot \frac{D}{2}\right)^2 \frac{1}{C_2^2} \qquad (4.9)$$

onde

$U =$ *velocidade* tan*gencial do rotor* $\left[\frac{m}{s}\right]$

$C_2 =$ *velocidade absoluta de entrada do gas no rotor* $\left[\frac{m}{s}\right]$

$a_2 =$ *angulo entre a velocidade absoluta e* tan*gencial do gas na entrada do rotor* $[rd]$

$w_{Tb} =$ *velocidade angular do eixo da turbina ou fluxo de massa* $\left[\frac{rd}{s}\right]$

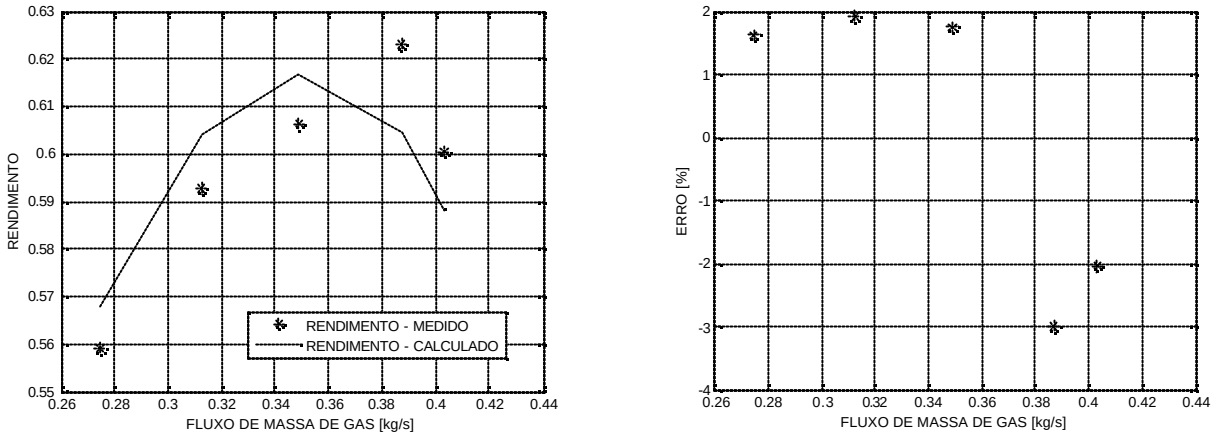
$D =$ *diametro* $[m]$

Fazendo

$$Y = h_{Tb}$$
$$K_{1Tb} = 2 \cdot D \cdot \cos\left(a_2\right)$$
$$X_1 = \frac{w_{Tb}}{C_2}$$
$$K_{2Tb} = -D^2$$
$$X_2 = \frac{{w_{Tb}}^2}{C_2^2}$$

neste caso são ajustadas as variáveis (D) e (a). Os dados de alimentação Rp_{Tb}, N_{Tb}, foram extraídos da curva de operação da turbina disponibilizada pela literatura (Bermudez 1995).

Conhecidos os valores das variáveis Y, X_1, X_2, foi possível estabelecer o ajuste através dos pontos de operação mostrados na Fig. 4.5 obtendo-se o seguinte comportamento:



(a) (b)

Figura 4.5 - (a) Rendimento da turbina em função do fluxo de massa de gás, (b) Erro da modelagem para o rendimento da turbina.

Conforme mostrado na Fig. 4.5 (a) e (b), observou-se que o modelo representa relativamente bem o comportamento do rendimento da turbina, no entanto devido a limitação na obtenção dos pontos de operação e os erros relativamente baixos da ordem de 3%, foi possível utilizar esta modelagem, obtendo-se os seguintes valores para os parâmetros de ajuste:

$$K_{1h} = -0{,}0006$$
$$K_{2h} = 0{,}038$$
$$D = 0{,}0236\ [m]$$
$$a = 1{,}4903\ [rd]$$
$$r^2 = 0{,}8733$$

Baseado nas equações de fluidos compressíveis unidimensionais da Mecânica dos Fluidos Clássica obteve-se a seguinte equação para o fluxo de massa de gás na turbina.

$$\dot{m}_G \cdot \frac{\sqrt{g \cdot R_G \cdot T_{GeTb}}}{A_{Thr} \cdot P_{GeTb} \cdot g} = M_2 \cdot \left[1 + \frac{g-1}{2} \cdot M_2^2\right]^{-\frac{1}{2}\frac{g+1}{g-1}} \cdot \left[1 - \frac{g-1}{2} \cdot z_{Thr} \cdot M_2^2\right]^{\frac{g}{g-1}} \tag{4.10}$$

linearizando

$$\frac{\left(\dfrac{\dot{m}_{G.}\sqrt{g\cdot R_G\cdot T_{GęTb}}}{P_{GęTb}\cdot g}\right)^{\frac{g-1}{g}}}{M_2^{\frac{g-1}{g}}\cdot\left[1+\dfrac{g-1}{2}\cdot M_2^2\right]^{-\frac{1}{2}\cdot\frac{g+1}{g}}}=K_{1mTb}-K_{2mTb}M_2^2 \tag{4.11}$$

fazendo

$$Y=\frac{\left(\dfrac{\dot{m}_{G.}\sqrt{g\times R_G\times T_{GęTb}}}{P_{GęTb}\times g}\right)^{\frac{g-1}{g}}}{M_2^{\frac{g-1}{g}}\times\left[1+\dfrac{g-1}{2}\times M_2^2\right]^{-\frac{1}{2}\times\frac{g+1}{g}}} \tag{4.12}$$

$$K_{1mTb}=A_{Thr}^{\frac{g-1}{g}}$$

$$K_{2mTb}=\frac{g-1}{2}\times z_{Thr}\times A_{Thr}^{\frac{g-1}{g}}$$

$$X_1=1$$

$$X_2=M_2^2$$

neste caso são ajustados as variáveis A_{Thr} e z_{Thr}. Os dados de alimentação $Rp_{Tb}, \dot{m}_G, N_{Tb}$ foram extraídos dos dados obtidos da literatura (Bermudez 1995). Para o calculo de M_2 aplicou-se as seguintes equações:

$$C_2=M_2c$$

$$c=\sqrt{RgT}$$

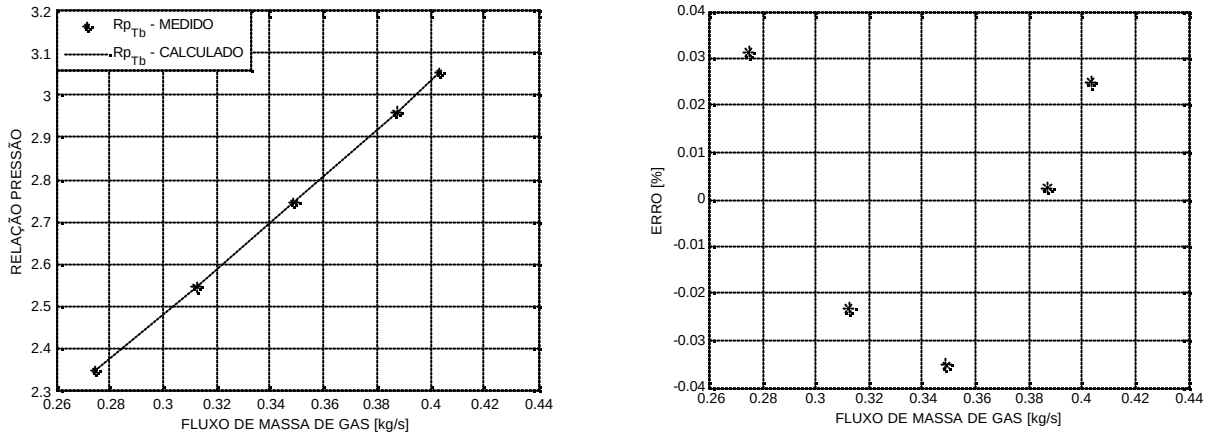
onde

$M_2=$ *numero de Mach* $[-]$

$C_2=$ *velocidade absoluta de entrada do gas no rotor* $[m/s]$

$c =$ *velocidade do som* $[m/s]$

Conhecidos os valores das variáveis Y, X_1, X_2, foi possível estabelecer o ajuste através dos pontos de operação mostrados na Fig. 4.6, obtendo-se o seguinte comportamento:



(a) (b)

Figura 4.6 - (a) Fluxo de massa de gás em função da relação de pressão da turbina, (b) Erro da modelagem para o fluxo de massa de gás.

Conforme mostrado na figura 4.6 (a) e (b), observou-se que o modelo representa satisfatoriamente o comportamento do fluxo de massa de gás em função da relação de pressão na turbina, apresentando erros da ordem 0,035%, obtendo-se os seguintes valores para os parâmetros de ajuste:

$K_{1Rp} = 0{,}9240$

$K_{2Rp} = 0{,}7447$

$A_{Thr} = 0{,}7585$

$z = -4{,}0294$

$r^2 = 1$

4.5 Ajuste do Motor

Para se efetuar o ajuste no motor, foram admitidas as seguintes hipóteses simplificadoras:

I. O processo é em regime permanente

II. Admite-se o ar e os gases de escape como gás ideal

III. Os calores específicos à pressão e volume constante são considerados constantes na faixa da temperatura do motor.

Conhecendo-se dos gases envolvidos na operação do motor as respectivas composições mássicas (Blair, 1998) e $r_c = 16$ (Bermudez 1995), podemos através dos modelos efetuar o ajuste.

onde

$r_c =$ relação de compressor do motor $[-]$

O modelo da temperatura inicial do ciclo de operação do motor (Ritzén 2003) é dado por:

$$T_1 = x_r T_{G,sm} + (1 - x_r) T_{ar,em}$$

onde

$T_1 =$ temperatura inicial do ciclo do motor $[K]$

$x_r =$ fração residual dos gases $[-]$

$T_{G,sm} =$ temperatura dos gases na saída do motor $[K]$

$T_{ar,em} =$ temperatura do ar na entrada do motor $[K]$

no entanto observou-se que na validação do modelo do motor utilizando esta equação, não obtivemos dados representativos da temperatura de saída dos gases e da potência desenvolvida pelo motor (Bermudez 1995). Desta forma propôs-se a equação abaixo com os devidos parâmetros K de ajuste:

$$T_1 = K_{1x_r} x_r T_{G,sm} + K_{2x_r} T_{ar,em} - K_{3x_r} T_{ar,em} x_r \tag{4.13}$$

fazendo

$$Y = T_1$$
$$X_1 = x_r T_{G,sm}$$
$$X_2 = T_{ar,em}$$
$$X_3 = T_{ar,em} x_r$$

De posse dos valores das variáveis Y, X_1, X_2, X_3, foi possível estabelecer o ajuste a regressão linear obtendo-se os seguintes valores para os parâmetros de ajuste:

$K_{1x_r} = 2{,}974525$
$K_{2x_r} = 1{,}736151$
$K_{3x_r} = -28.36251$

Uma vez ajustada T_1, efetuamos as interações com os modelos que definem q_{in}, x_r (Ritzén 2003).

$$q_{in} = \frac{m_{fuel} q_{HV}}{m_{ar,em} + m_{fuel}} (1 - x_r)$$

$$x_r = \frac{1}{r_c} \left(\frac{P_{Gsm}}{P_{ar,em}} \right)^{\frac{1}{g}} \left(1 + \frac{q_{in}}{C_v T_1 r_c^{g-1}} \right)^{-\frac{1}{g}}$$

onde:

q_{in} = energia liberada por unidade de massa $\left[\frac{J}{kg} \right]$

$\dot{m}_{fuel}$ = fluxo de massa de combustível $\left[\frac{kg}{s} \right]$

q_{HV} = poder calorífico do combustível $\left[\frac{J}{kg} \right]$

$\dot{m}_{ar,em}$ = fluxo de massa de ar na entrada do motor $\left[\frac{kg}{s} \right]$

Baseado nos valores encontrados de x_r, q_{in}, T_1, utiliza-se a definição para a modelagem da temperatura de saída dos gases do motor (Ritzén 2003).

$$T_{Gsm} = T_1 \left(\frac{P_{Gsm}}{P_{ar;em}} \right)^{\frac{g-1}{g}} \left(1 + \frac{q_{in}}{C_v T_1 r_c^{g-1}} \right)^{\frac{1}{g}}$$

onde

P_{Gsm} = pressão do gás na saída do motor $[kPa]$

$P_{ar,em}$ = pressão do ar na entrada do motor $[kPa]$

C_v = calor específico do gás a volume constante $\left[\frac{J}{kgK}\right]$

r_c = taxa de compressão do motor $[-]$

Semelhante ao caso anterior observou-se que também, na validação do modelo do motor utilizando esta equação proposta por Ritzén (2003), não obtivemos dados representativos da temperatura de saída dos gases (Bermudez 1995). Desta forma propôs-se a equação abaixo com os devidos parâmetros K de ajuste:

$$\left(\frac{T_{G,sm}}{T_1\left(\frac{P_{G,sm}}{P_{ar;em}}\right)^{\frac{g-1}{g}}}\right)^g = K_{1T_G} + K_{2T_G}\frac{q_{in}}{C_v T_1 r_c^{\,g-1}} \tag{4.14}$$

fazendo

$$Y = \left(\frac{T_{G,sm}}{T_1\left(\frac{P_{G,sm}}{P_{ar;em}}\right)^{\frac{g-1}{g}}}\right)^g$$

$$X_1 = 1$$

$$X_2 = \frac{q_{in}}{C_v T_1 r_c^{\,g-1}}$$

De posse das variáveis Y, X_1, X_2, foi possível estabelecer o ajuste através dos pontos de operação disponibilizados pela literatura (Bermudez 1995), conforme mostrado na Fig. 4.7

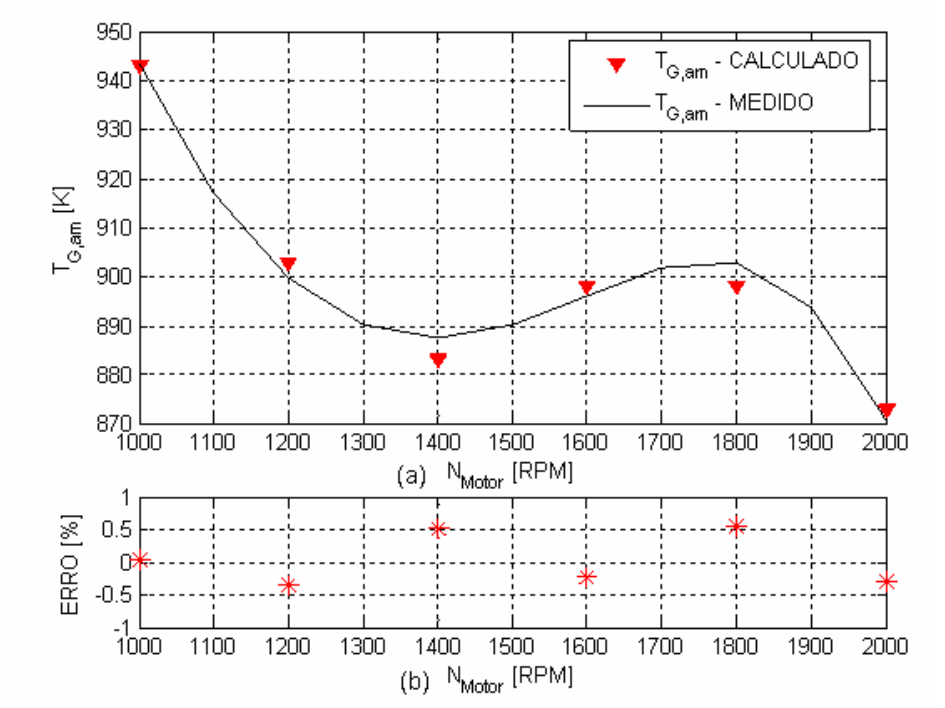


Figura 4.7 – (a) Temperatura dos gases de exaustão do motor em função da rotação do motor, (b) Erro da modelagem para a temperatura dos gases de exaustão do motor.

Conforme mostrado na figura 4.7 (a) e (b), pode-se observar que o modelo representa satisfatoriamente os pontos da temperatura de saída dos gases do motor em função do seu regime de giro, com erros da ordem 0,6%, obtendo-se os seguintes valores para as constantes de ajuste:

$$K_{1T_G} = 2{,}350260$$
$$K_{2T_G} = 0{,}220824$$
$$r^2 = 0{,}9991$$

Para motores operando segundo um ciclo Otto é possível se obter a potência de operação do motor através do seguinte modelo:

$$\dot{W}_m = K_{qin} q_{in} \left(1 - r_c^{(1-g_G)}\right) \tag{3.28}$$

fazendo

$$Y = \dot{W}_m$$
$$X = q_{in} \left(1 - r_c^{(1-g_G)}\right)$$

De posse da variável Y, X, foi possível estabelecer o ajuste através dos pontos de operação disponibilizados pela literatura (Bermudez 1995), conforme mostrado na Fig. 4.8

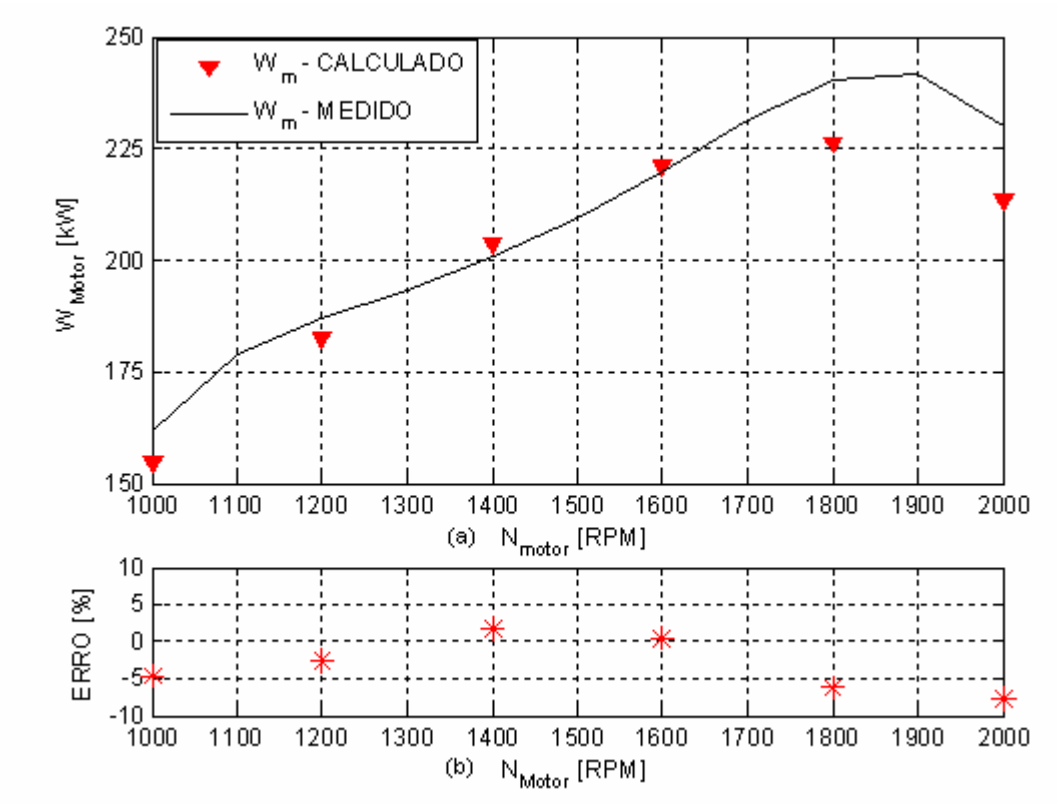


Figura 4.8 – (a) Potência desenvolvida pelo motor em função da rotação do motor, (b) Erro da modelagem para a potência desenvolvida pelo motor

Conforme mostrado na Fig. 4.8 (a) e (b), pode-se observar que o modelo não representa satisfatoriamente os pontos da potência do motor em função do seu regime de giro, com erros da ordem 8%. A complexa operação do motor envolve um numero considerável de variáveis não lineares dificultando a modelagem, o que nos permite de certa forma admitirmos erros desta ordem. No entanto observa-se que a modelagem possui uma tendência de representar o traçado dos pontos de operação. A literatura se mostra deficiente no que diz respeito a esta modelagem, logo o modelo proposto certamente é passível de correções e ajustes mais apurados, obtendo-se os seguintes valores para a constante de ajuste:

$$K_{qin} = 0{,}582890$$

$$r^2 = 0{,}9522$$

4.6 Ajuste do Sistema Final de Exaustão

Baseado na equação Bernoulli para o coeficiente de descarga de um fluido incompressível tem-se:

$$\Delta P = \left(\frac{\dot{m}_G}{CD_{escape}} \right)^2 \frac{R_G T_{G\$Tb}}{2P_{G\$Tb}} \tag{4.15}$$

onde

$$P_{G\$Tb} = \left(\frac{\dot{m}_G}{CD_{escape}} \right)^2 \frac{R_G T_{G\$Tb}}{2P_{G\$Tb}} + P_{atm} \tag{4.16}$$

Utilizando um ponto de pressão na saída do motor (Bermudez 1995) e o modelo da turbina, obteve-se o estado de entrada dos gases no coletor de descarga, considerando a pressão na saída do coletor de descarga como sendo a pressão atmosférica, determinando o coeficiente de descarga. Este procedimento fez-se necessário devido a limitação dos dados de ensaios realizados no motor, disponibilizados pela literatura (Bermudez 1995), obtendo-se o seguinte valor para o coeficiente de descarga $CD = 0{,}03$.

4.7 Ajuste no fluxo de massa

É sabido que o $h_{vol} = f(N_m)$, logo para validar o modelo aplica-se a seguinte expressão:

$$h_{vol} = \frac{\dot{m}_{ar,m}\, 60 n_{rev/cicl} R_{ar,em} T_{ar,sinter}}{P_{ar,sinter} V_{desl} n_{cilin} N_m} \tag{4.17}$$

conhecem-se os seguintes dados de entrada

$P_{ar,sinter}, T_{ar,sinter}, n_{rev/cicl}, R_{ar,em}, V_{cilindrada}, \dot{m}_{ar,m}$

$n_{rev/cicl} = 2$ (*motor* 06 *cilindros* 04 *tempos*)

$R_{ar,em} = 0{,}287 \left[\frac{J}{kgK} \right]$

$V_{cilindrada} = \left(\frac{V_{desl}}{n_{cilin}} \right) = \frac{9{,}8}{1000}$ [m^3]

O fluxo de massa é extraído da literatura (Bermudez, 1995), para a condição de carga máxima, sendo função da rotação do motor, permitindo a identificação do ajuste de um polinômio de 2ª ordem para realizar a interpolação dos dados.

Alimentando o modelo com os dados de entrada, tem-se de acordo com a Fig. 4.9 comportamento do rendimento volumétrico em função da rotação do motor, promovendo a simulação para vários regimes de giro do motor. A Figura 4.9 mostra o comportamento do rendimento volumétrico do motor em função do regime de giro do motor e o ajuste de um polinômio de 2ª ordem para realizar a interpolação dos dados.

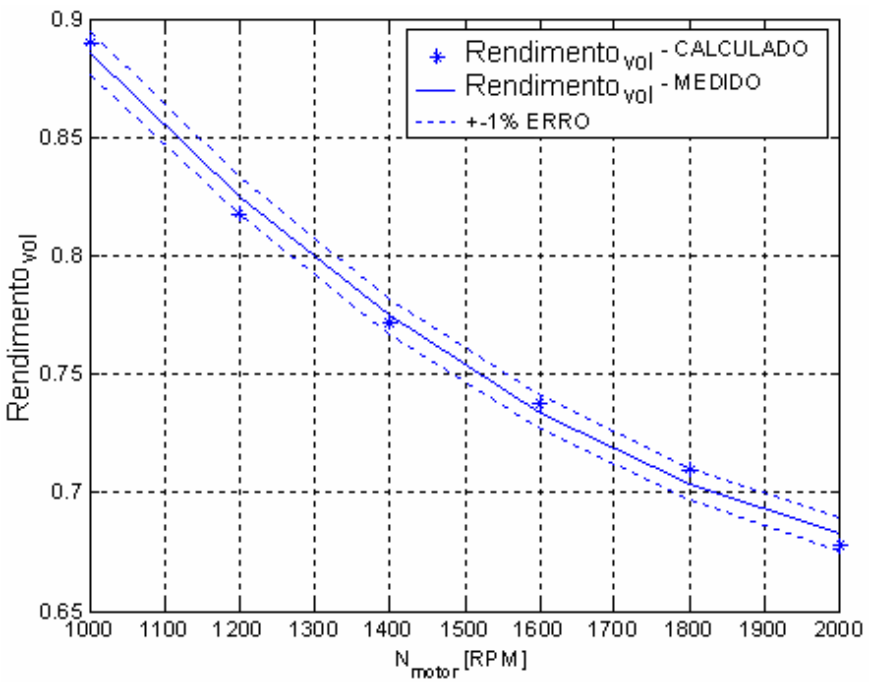


Figura 4.9 – Rendimento volumétrico em função da rotação do motor

Da figura 4.9, é possível observar que o ajuste de segunda ordem possibilitou representar bem o comportamento do rendimento volumétrico para a condição de carga máxima, com correlações da ordem $r^2 = 0{,}9999$, resguardando a importância deste ajuste estatístico para avaliar o modelo em diferentes rotações.

Como forma de relacionar os parâmetros indicativos de fluxo de massa de ar, rotação do motor e rotação da turbomáquina, criou-se a tabela a seguir:

Tabela 4.1 – Correlação entre as variáveis fluxo de massa de ar, rotação do motor e rotação da turbomáquina.

Rotação do Motor [RPM]	Fluxo de Massa de Ar [kg/s]	Rotação da Turbomáquina [RPM]
900	0,1485	72.000
1000	0,1750	76.000
1100	0,2035	84.000
1200	0,2340	90.000
1400	0,2800	92.000
1600	0,3280	96.000
1800	0,3780	102.000
2000	0,3800	100.000

Na tabela Tab. 4.1 observa-se para diferentes rotações do motor, dados do ajuste do fluxo de massa de ar do motor e a rotação da turbomáquina.

Como forma de relacionar os parâmetros indicativos de fluxo de massa de ar, fluxo de massa de combustível e fluxo de massa de gás, criou-se a tabela a seguir:

Tabela 4.2 – Correlação entre variáveis fluxo de massa de ar, fluxo de massa de combustível, fluxo de massa de gás, em função da rotação do motor.

$N_m\,[RPM]$	$[A/F]$	$\dot{m}_{ar}\,[kg/s]$	$\dot{m}_{fuel}\,[kg/s]$	$\dot{m}_G\,[kg/s]$
900	18	0,153	0,00850	0,1615
1000	20	0,185	0,00925	0,1942
1100	22	0,22	0,01000	0,2300
1200	25	0,264	0,01056	0,2740
1300	26	0,295	0,01125	0,3037
1400	26	0,308	0,01184	0,3198
1600	25,8	0,336	0,01300	0,3490
1800	27	0,378	0,01400	0,3920
2000	29	0,38	0,01310	0,3930

Na tabela Tab 4.2 observa-se para diferentes rotações do motor, dados do ajuste do fluxo de massa de ar, fluxo de massa de combustível e fluxo de massa de gás.

C A P I T U L O V

Analise dos Resultados

Criou-se um fluxograma representado através de um diagrama de blocos, servindo de base na montagem do algoritmo de calculo utilizado na simulação do processo, conforme mostrado em Fig. 5.1

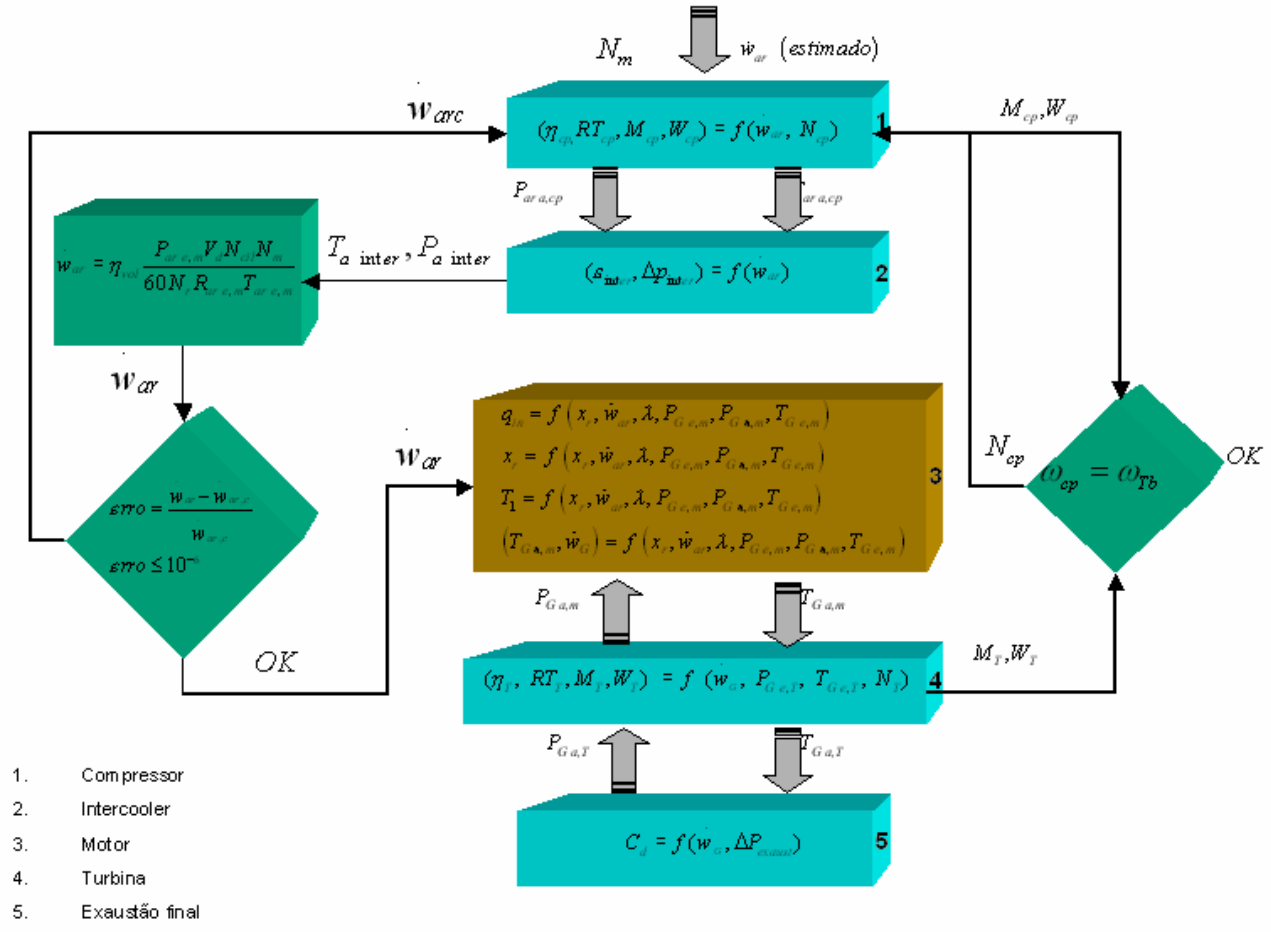


Figura 5.1 – Diagrama de blocos aplicado na simulação do ciclo do motor

O procedimento da simulação seguiu um raciocínio (Ritzén 2003), de alimentar os periféricos tanto de entrada como de saída, com dados estimados e/ou calculados, tais como, $g_G, R_G, \dot{m}_{ar}, N_{cp}$, promovendo um ajuste de pressão que convergindo para o motor, possibilitou a determinação da temperatura dos gases de escape e da potência desenvolvida pelo motor. Entretanto quando do desenvolvimento da simulação, deparamos com algumas limitações em determinadas variáveis, tais como, fluxo de massa de ar, e regime de giro da turbomáquina. No que se refere ao fluxo de massa de ar, apresentado acima e a esquerda do diagrama de blocos, a proposta sugerida consegue equacionar o problema, visto que, o modelo para o fluxo de massa (Ritzén 2003) se mostrou bastante satisfatório quando comparado aos dados simulados. Porém no que se refere à rotação da turbomáquina, apresentado a direita do diagrama de blocos, não foi possível fechar o laço da simulação, pois não se obteve informações claras e completas a respeito da curva de operação da turbina.

O processo efetuou-se através da obtenção de dados extraídos dos periféricos de entrada e saída, alimentando o ciclo de operação do motor. A avaliação do comportamento do sistema sob a ação de dados operacionais interpolados em relação aos dados obtidos das curvas de operação da turbomáquina, bem como a comprovação dos resultados obtidos (Bermudez 1995), é apresentada nas Fig. 5.2 e 5.3.

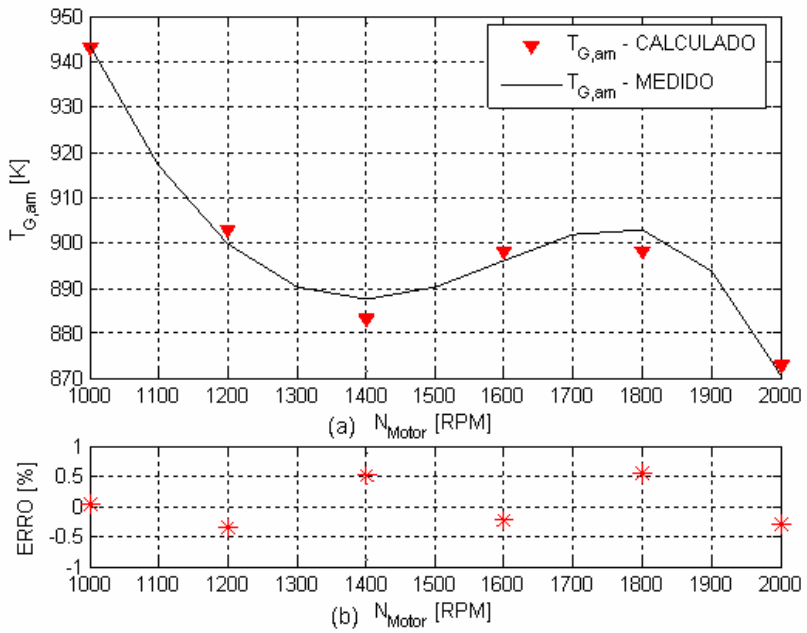


Figura 5.2 – (a) Resultado da simulação na obtenção da temperatura de saída dos gases de escape do motor em função da rotação do motor. (b) Erros identificados na temperatura de

saída dos gases de escape do motor em relação aos valores medidos e os valores calculados.

Conforme mostrado na Fig. 5.2 (a) e (b) observou-se que o modelo representa bem o comportamento da temperatura dos gases de escape do motor, da mesma forma que a observada quando da validação, apresentando erros da ordem de 0,6%. O perfil do comportamento da potência desenvolvida pelo motor em função do seu regime de giro, pode ser observado na Fig. 5.3

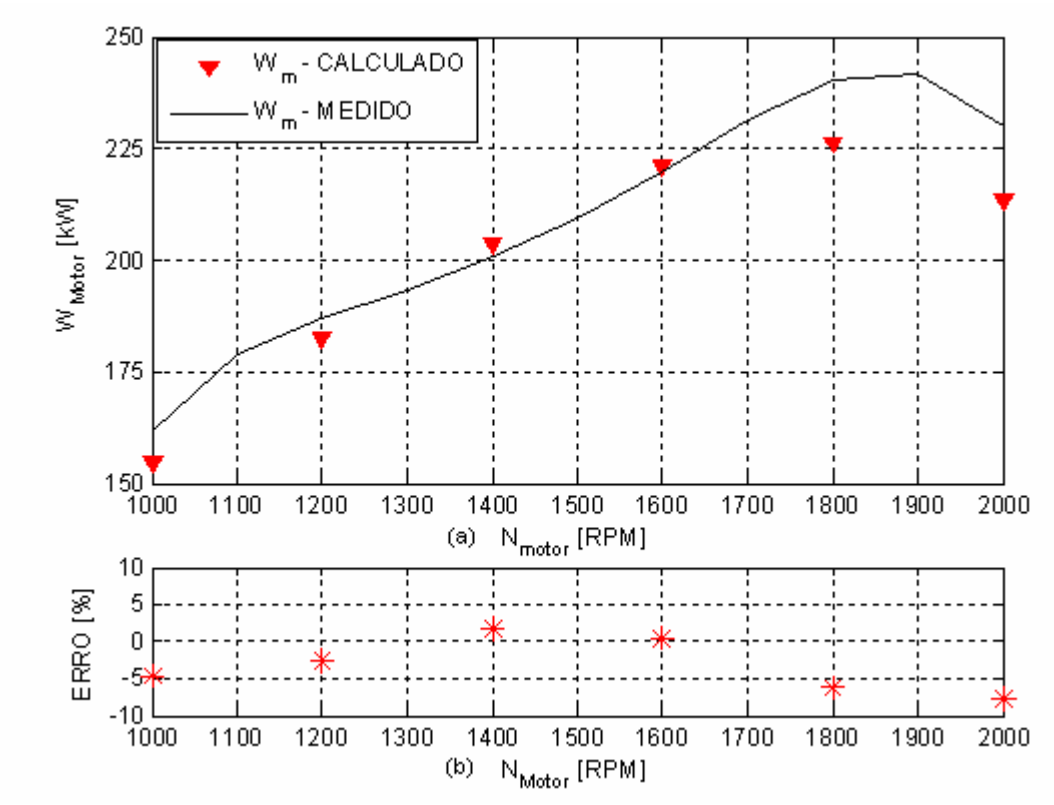


Figura 5.3 – (a) Resultado da simulação na obtenção da potência desenvolvida pelo motor em função da rotação do motor. (b) Erros identificados na potência desenvolvida pelo motor em relação aos valores medidos e os valores calculados.

Conforme mostrado na Fig. 5.3 (a) e (b) observou-se que o modelo representa de certa forma bem o comportamento da potência desenvolvida pelo motor, apesar de em alguns pontos termos identificados erros da ordem de 8%, da mesma forma que a observada quando da validação.

Adicionalmente para a avaliação do comportamento do motor, representou-se o fluxo de massa de ar e o consumo específico de combustível em função da rotação do motor, conforme mostrados nas Fig. 5.4 e 5.5 respectivamente.

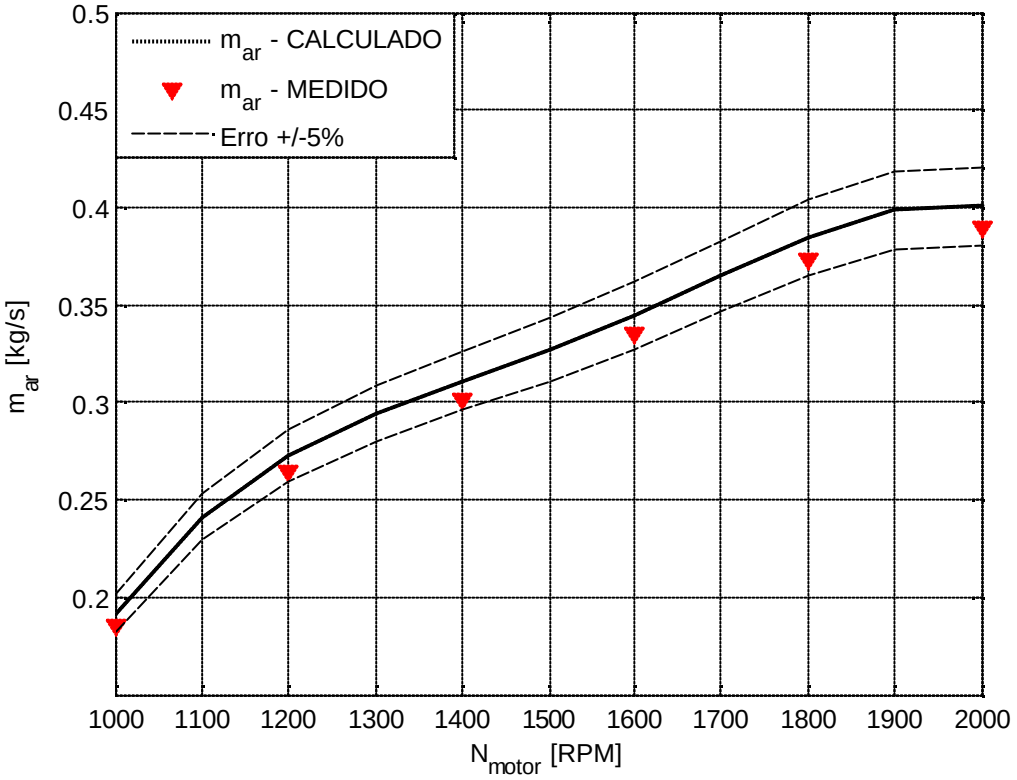


Figura 5.4 – Fluxo de massa de ar no motor em função da rotação do motor.

Observa-se na Fig 5.4 que o fluxo de massa de ar no motor calculado pela simulação, apresenta uma coerência tanto no que se refere a representação dos pontos experimentais, quanto ao que se refere a representação do comportamento do fluxo de massa medido, ou seja, quantitativamente avaliado pela ordem de grandeza dos erros como qualitativamente em relação aos modelos.

Buscando avaliar a disponibilidade de energia excedente da turbina, obteve-se para diferentes rotações do motor, a potência da turbina estimada pela simulação e os resultados experimentais disponibilizados pela literatura (Bermudez 1995), conforme mostrado na figura 5.5. É importante lembrar que para os valores calculados, os resultados obtidos se referem a condição de terem sido feitas alterações na seção efetiva de entrada dos gases na turbina.

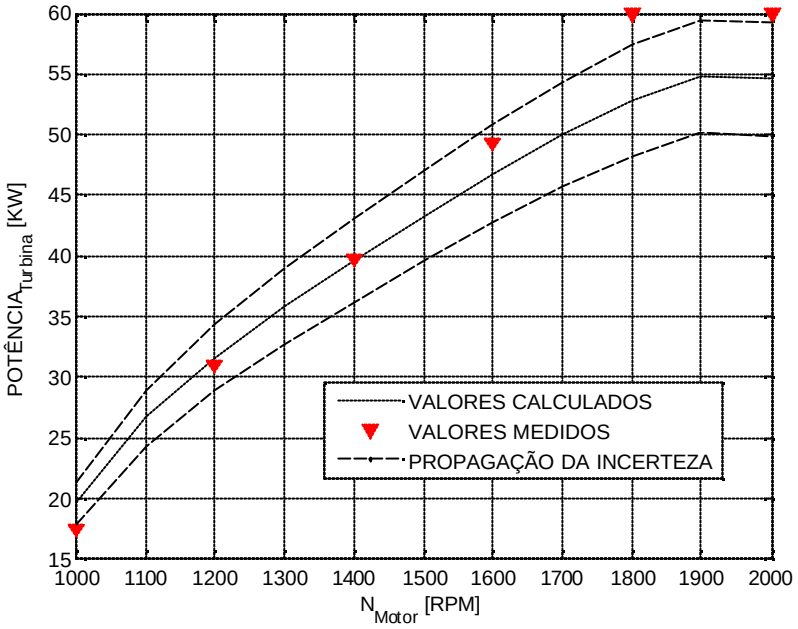


Figura 5.5 – Resultado da simulação na obtenção da potência da turbina em função da rotação do motor.

Observa-se pela propagação dos erros cometidos na simulação das variáveis utilizadas no calculo da potência desenvolvida pela turbina tais como,

T_{GSm} = temperatura do gás na saída do motor $[K]$

Rp_{Tb} = relação de pressão na turbina $[-]$

h_{Tb} = rendimento da turbina $[\%]$

que, para rotações acima de 1600 [RPM] o comportamento da potência desenvolvida pela turbina altera de forma significativa. Porém é importante lembrar que foi utilizada a fim de se procurar minimizar as interferências dos pulsos de pressão nos cilindros consecutivos, uma turbina de dupla entrada, na qual efetuaram-se alterações nas dimensões da seção efetiva de entrada de gás da turbina, acarretando modificações no resultado da potência produzida pela turbina (Bermudez 1995), podendo neste caso ser identificada como uma fonte de erro. Desta forma fica evidenciado que a turbina para rotações de 1800 a 2000 [RPM], sofre modificações na sua seção efetiva de entrada de gás a fim de se adaptar a pressão de sobrealimentação do motor. Assim sendo nestes pontos de operação, não ocorrendo alterações na seção efetiva de entrada de gás da turbina, é identificada uma potência excedente da ordem de 2 [kW] conforme pode ser observado na Fig. 5.6

Uma alternativa aplicada na obtenção de potência excedente manifestada na turbina é a redução da sua seção efetiva de entrada de gás da turbina, de maneira que uma redução de 5% proporciona um incremento da potência da ordem de 7% (Bermudez 1995), tomando como referencia os valores da potência nominal medida sem ocorrer a variação da seção efetiva de entrada de gás da turbina. No desenvolvimento do processo da propagação das incertezas relativas, os seguintes percentuais foram considerados:

$$h_{Tb} = 7{,}8\%$$
$$Rp_{Tb} = 1\%$$
$$\dot{m}_G = 3{,}5\%$$
$$T_{Gsm} = 0{,}6\%$$

onde

$h_{Tb} =$ rendimento da turbina $[\%]$

$Rp_{Tb} =$ relação de pressão da turbina $[-]$

$T_{Gsm} =$ temperatura dos gases de exaustão do motor $[K]$

$\dot{m}_G =$ fluxo de massa de gás na turbina $\left[\frac{kg}{s}\right]$

Pode-se observar na Fig. 5.5 uma quantificação do desvio entre a potência calculada desenvolvida pela turbina mais a incerteza associada aos erros cometidos na simulação das variáveis envolvidas, e a potência medida por Bermudez para condição de $\frac{A}{R} = 0.98$, relação esta identificada na seção efetiva de entrada de gás da turbina original de dupla entrada,

onde:

$A =$ seção de passo na entrada da voluta $[m^2]$

$R =$ raio médio da voluta na seção $[A]$ $[m]$

Observa-se que os valores negativos identificados até a uma rotação do motor de 1600 [RPM], representam as incertezas no calculo da potência da turbina como mostrado na figura, ficando caracterizado como erros de modelagem, visto que se encontram inseridos dentro da faixa definida como limitação das incertezas, desta forma não caracterizam um déficit de potência na turbina. Os valores positivos por sua vez, identificados para o intervalo de 1800 a 2000 [RPM] de regime de giro do motor, representam pontos além das incertezas cometidas pelos erros de modelagem, desta forma são pontos não representativos do sistema de calculo. O que de certa forma pode representar modificações na secção efetiva

de entrada de gás da turbina, assim sendo estes pontos podem representar um provável excedente líquido de potência a ser utilizado na cogeração.

É importante ressaltar que não se conhecem os erros eventualmente cometidos na determinação da potência medida da turbina, assim sendo destaca-se a importância de averiguar estes erros cometidos, visto que os mesmos poderão modificar os resultados da discussão no que se refere a potência de cogeração. Por outro lado os erros contabilizados no calculo da incerteza para os valores simulados, como destacados na apresentação dos resultados da simulação, representam os erros máximos cometidos ao longo de todo o intervalo de regime de giro do motor avaliado. Uma interpretação quantitativa desta eventual potência excedente pode ser observada na Fig. 5.6

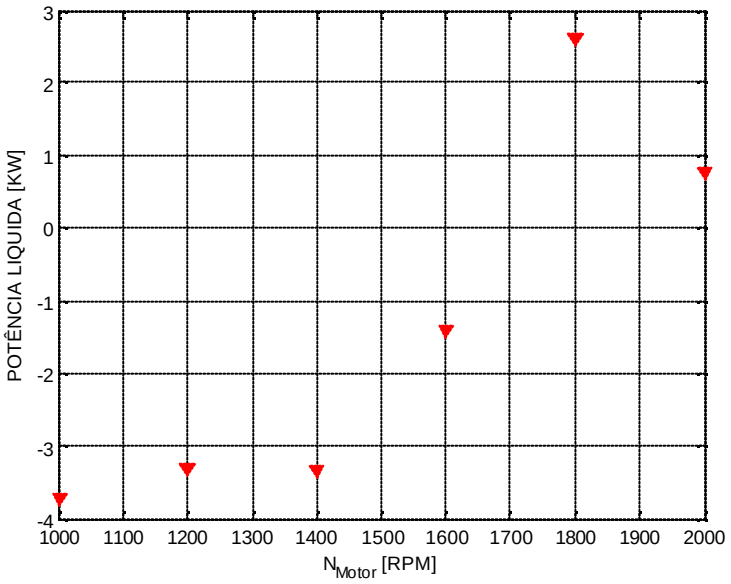


Figura 5.6 – Potência líquida desenvolvida na turbina em função da rotação do motor

A Figura 5.6 representa o comportamento da potência líquida desenvolvida pela turbina, identificada através das incertezas obtidas no calculo da potência da turbina. Até a rotação de 1600[RPM] pode-se observar que os pontos negativos representam erros de modelagem por estarem inclusos dentro da região onde se identifica a incerteza conforme pode ser comprovado na Fig. 5.5.

Os pontos positivos identificados a partir de uma rotação de 1800 [RPM] extrapolam a faixa das incertezas cometidas pelos erros de modelagem conforme pode ser comprovado na Fig. 5.5, não sendo, portanto pontos representativos do sistema de calculo, podendo ser entendido como um excedente de potência.

Desta forma pode–se associar o excedente de potência observado ao aproveitamento de uma possível potência de cogeração, uma vez que esta potência liquida é da ordem 2 [kW].

Uma outra forma de confirmar a presença da variação da seção efetiva de entrada dos gases na turbina é através da pressão de sobrealimentação do motor mostrada na Fig. 5.7

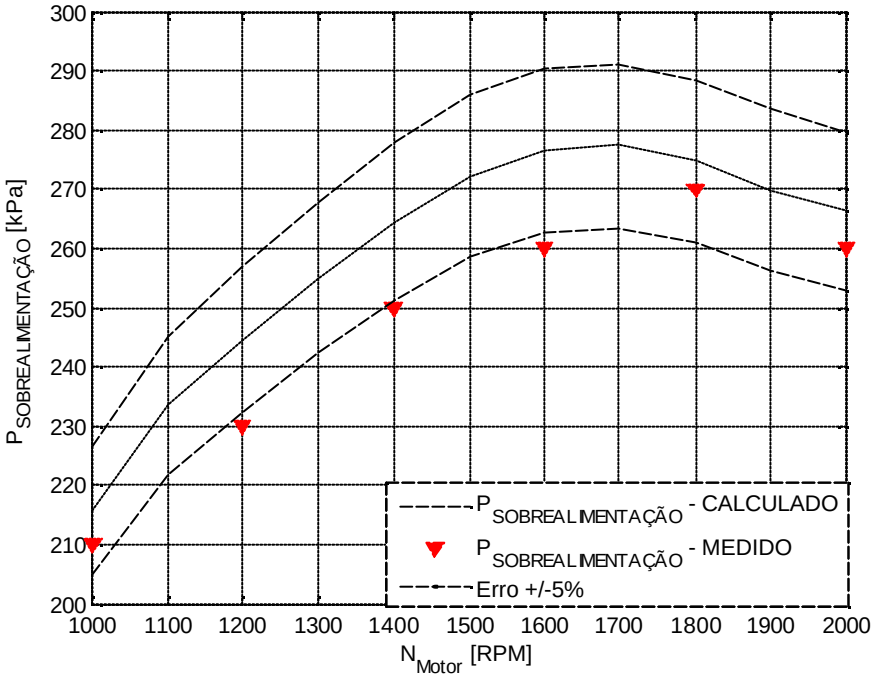


Figura 5.7 – Pressão manométrica de sobrealimentação do motor em função do seu regime de giro.

Na Figura 5.7 observa-se nos valores validados pelos dados extraídos da literatura (Bermudez 1995), a tendência de que para altas rotações do motor a pressão de sobrealimentação permanece a uma tendência de queda praticamente constante, o que leva a concluir que ocorreu uma variação da seção efetiva de entrada de gás da turbina nesta região.

Desta forma pela análise da Fig. 5.5 observa-se que realmente ocorreria um excedente de potência gerada se eventualmente a turbina não sofresse essas variações geométricas. Isto ocorre em função da condição de operação imposta ao motor, normalmente sob a ação de torque máximo e a plena carga.

O motor sob situações de carga máxima requer da turbomáquina a sobrealimentação para a qual ela fora dimensionada. Entretanto é o compressor que define este limite, e a sobrecarga identificada pela potência desenvolvida pela turbina é corrigida pela variação da seção efetiva de entrada dos gases na turbina. O reaproveitamento desta potência em excesso em um processo de cogeração resumiu-se no objetivo principal deste projeto, no entanto a forma como realizará esta extração de energia não foi abordada neste trabalho.

Uma alternativa de visualização para este reaproveitamento poderia ser através de turbinas equipadas com válvulas de alívio, conforme mostrado no anexo II. Entretanto não é o que ocorre neste trabalho, visto que aqui foi aplicada uma turbina de dupla entrada. No entanto conclui-se que os gases que passam através da válvula de alívio provocam uma redução de até 20% no valor da potência útil da turbina (Bermudez 1995), ou seja, em relação a informações extraídas da literatura (Bermudez 1995) para um motor de quatro cilindros sobrealimentado, cuja turbina está equipada com uma válvula de alívio, existiria disponível um trabalho de 1,92 [kW] para ser aproveitado na expansão da turbina, tomando como base o valor extraído da curva de operação do compressor desta turbomáquina, conforme mostrado no anexo I.

De certa forma nem todos os motores sobrealimentados são equipados com wastegate, como conseqüências não apresentam este excedente de energia, visto que, existem conjuntos de turbomáquinas dimensionadas de forma a não necessitar da válvula de alivio. No entanto pode-se realizar um intercambio de turbinas de maneira a permitir um excedente de potência gerada a ser aplicada na cogeração. Porém para modificações desta forma é importante se considerar a viabilidade econômica do processo de cogeração, manifestados pelos impactos produzidos no motor, ou seja, avaliação do consumo extra de combustível necessário para a sua operação. Este procedimento não foi abordado devido às limitações dos dados obtidos da operação da turbina.

Da análise realizada com os dados experimentais extraídos da literatura (Bermudez 1995) e do comportamento discutido para a Fig. 5.5, observa-se um excedente de potência da ordem de 2 [kW]. É sabido que em condições normais de operação um sistema de resfriamento de ar, instalado em um caminhão utilizado para transporte rodoviário de cargas perecíveis, requer para seu funcionamento uma potência da ordem $\dot{W}_{resfriador} = 2{,}1\ [kW]$ para um volume de renovação de ar de aproximadamente $4000\ \left[m^3/h\right]$[3].

[3] (http://www.refriget.com.br/produtos/transportes.asp)

De uma maneira geral observa-se que o sistema de refrigeração proposto tem que ser do tipo acumulativo, até mesmo porque o comportamento nas condições de operação do motor é intermitente.

Isto é facilmente observado efetuando um acompanhamento do desempenho do motor quando em operação. Dispositivos computadorizados conectados ao painel de controle e operação dos caminhões traçam os gráficos do comportamento da pressão e potência de sobrealimentação, em função da carga e regime de giro implementado ao motor (Cardoso Motor's, autorizada Mercedes Bens), o que nos permite concluir que aproximadamente 70% de seu período de operação, a válvula de alivio (wastegate) disponibiliza gases que possam viabilizar uma eventual potência de cogeração.

C A P I T U L O VI

Conclusão

Neste trabalho utilizou-se o aproveitamento dos gases de escape de um motor Diesel, de forma a aplicar em um sistema de cogeração, a potência excedente identificada na turbina do turbocompressor, nesta expectativa promoveu-se a modelagem, validação e simulação de um motor Diesel, 06 cilindros, 9,8 [L], 249 [kW] de potência máxima, estudando seu comportamento em regime estacionário, as custas de uma condição operacional a plena carga, abrangendo toda a faixa de regime de giro do motor.

Os dados experimentais foram extraídos da literatura, devido a impossibilidade operacional de se montar uma bancada de testes, principalmente no que diz respeito ao freio mecânico (dinamômetro).

Através de um modelo paramétrico ideal, obtido as custas de uma ampla pesquisa bibliográfica, avaliou-se uma grande variedade de parâmetros operacionais do motor, estudados através do código modelado. O motor foi acoplado a uma turbomáquina inicialmente sem alterações em suas características construtivas, possibilitando com a validação do modelo pré-definido, o estudo da energia não aproveitada dos gases de escape do motor, bem como os efeitos dos impactos manifestados sobre ele.

Para alcançar o objetivo, criou-se um subsistema dividido em três segmentos distintos, periférico de entrada, motor e periférico de saída. O compressor e o intercooler definiram o periférico de entrada, e através de suas modelagens, foi possível determinar os estados de entrada e saída do ar de cada um destes componentes, assim como suas características físicas, trabalho e calor trocado respectivamente, em função das condições de operação do motor tais como, carga mássica e/ou regime de giro. O compressor foi modelado utilizando um modelo estatístico para determinar a relação de pressão e eficiência, para determinar a perda de pressão no intercooler utilizou-se a equação de D'arcy e através da definição de efetividade em um trocador de calor modelou-se a troca de calor. A turbina e o sistema final de exaustão definiram o periférico de saída, e através de suas modelagens foi possível determinar os estados de entrada e saída do gás de cada um destes componentes, assim como suas características físicas, trabalho e perda de pressão

respectivamente, em função das condições de operação do motor tais como, carga mássica e/ou regime de giro. A turbina foi modelada de acordo com o modelo da turbina elementar D'LAVAL, e a perda de pressão no sistema final de exaustão através da equação de Bernoulli. No que se refere ao motor, o modelo permitiu a modelagem da temperatura de saída dos gases de escape, bem como a potência desenvolvida pelo motor, em função do torque que lhe é aplicado e de seu regime de giro.

A temperatura dos gases de exaustão e a potência do motor foram modeladas fundamentadas no ciclo Otto ideal. Para a determinação da potência do motor, desenvolveu-se baseado nas leis da termodinâmica um modelo paramétrico visto que não foi possível encontrar na literatura uma modelagem que permitisse o dimensionamento desta variável.

Hipóteses simplificadoras foram adotadas quando do procedimento da validação dos modelos tais como, perda de carga desprezível nas tubulações e condutos de admissão e escape, admite-se o ar e os gases de escape como gás ideal, os calores específicos à pressão constante e volume constante são considerados constante na faixa da temperatura de operação do motor, efetuou-se o estudo do processo a regime permanente. No desenvolvimento da simulação, seguiu-se a orientação proposta por um fluxograma apresentado através de um diagrama de blocos, porém quando deste desenvolvimento, o regime de giro da turbomáquina apresentou certas limitações, não sendo possível fechar o laço da simulação, visto que não existiu disponibilizada, informação clara e completa a respeito da curva de operação da turbina.

Para a turbina desenvolveu-se um modelo baseado no estudo de turbinas radiais utilizadas em motores a combustão interna. Observou-se que poderia se aproximar o comportamento operacional de uma turbina radial ao comportamento de uma turbina elementar axial, conhecida como roda D'Laval, a fim de estabelecer a modelagem da relação de pressão e do rendimento. O equacionamento baseou-se na teoria do gás perfeito, na equação de Euler e nos efeitos compressíveis.

Quando da validação, os modelos apresentaram resultados bastante satisfatórios, com a média de erros da ordem de 4%. Algumas limitações da modelagem foram identificadas, como por exemplo, para a turbina, observou-se que o modelo não representou satisfatoriamente os pontos de rendimento, no entanto devido a limitação na obtenção dos pontos de operação e os erros relativamente baixos da ordem de 6%, foi possível utilizar esta modelagem.

O modelo da potência desenvolvida pelo motor em função do seu regime de giro, apresentou erros da ordem de 8%, porém a complexa operação do motor envolve um numero considerável de variáveis não lineares dificultando a modelagem, o que permitiu de uma certa forma admitir erros desta ordem. No entanto observou-se que a modelagem

apresentou uma clara tendência de representar o traçado dos pontos de operação. A literatura mostrou-se deficiente no que diz respeito a esta modelagem, logo o modelo proposto certamente é passível de correções e ajustes mais apurados.

Buscando avaliar a disponibilidade de energia excedente da turbina, obteve-se para diferentes rotações do motor, a potência da turbina, estimada pela simulação e os resultados experimentais disponibilizados pela literatura. Porém é importante lembrar que foi utilizada a fim de se procurar minimizar as interferências dos pulsos de pressão nos cilindros consecutivos, uma turbina de dupla entrada, na qual efetuou-se alteração nas dimensões da seção efetiva de entrada de gás, acarretando modificações no resultado da potência produzida pela turbina, podendo ser identificado como uma fonte de erro.

Outro fato importante é o direcionamento dos gases de escape destinado a wastegate, a expandirem na turbina a fim de serem utilizados na geração de potência de cogeração. Os gases que passam através da válvula de alívio provocam uma redução de até 20% no valor da potência útil da turbina. Para um motor de quatro cilindros sobrealimentado, cuja turbina está equipada com uma válvula de alívio, existe disponível um trabalho de 1,89 [kW] para ser aproveitado na expansão da turbina, tomando como base o valor extraído da curva de operação do compressor desta turbomáquina (Bermudez 1995).

Da análise realizada com os dados experimentais extraídos da literatura e do comportamento das variáveis operacionais do motor, discutido e avaliado durante o desenvolvimento deste trabalho, observou-se um excedente de potência da ordem de 2 [kW]. É sabido que em condições normais de operação um sistema de resfriamento de ar, instalado em um caminhão utilizado para transporte rodoviário de cargas perecíveis, requer para seu funcionamento uma potência da ordem 2,1 [kW] atendendo um volume de renovação de ar de aproximadamente 4000 [m^3/h].

O motor quando em operação apresenta um comportamento intermitente, levando a concluir que o sistema de refrigeraçao proposto tem que ser do tipo acumulativo. Dispositivos computadorizados traçam os gráficos do comportamento da pressão e potência de sobrealimentação, em função da carga e regime de giro implementado ao motor, permitindo concluir que aproximadamente em 70% de seu período de operação, a wastegate disponibiliza gases que possam viabilizar uma eventual potência de cogeração.

O motor sob situações de carga máxima requer da turbomáquina a sobrealimentação para a qual ela fora dimensionada. Entretanto é o compressor que define este limite, e a sobrecarga identificada pela potência desenvolvida pela turbina foi corrigida pela variação da seção efetiva de entrada dos gases na turbina. O reaproveitamento desta potência em excesso em um processo de cogeração, resumiu-se no objetivo principal deste projeto, no entanto a forma como realizará esta extração de energia não é abordada neste trabalho.

C A P I T U L O VII

Trabalhos futuros.

Com a validação efetuada as custas de dados experimentais extraídos da literatura (Bermudez 1995), ainda que a modelagem e a simulação representassem as condições operacionais e de aplicação bastante razoáveis, o propósito atingido por este trabalho assume características bastante limitadas. Alguns questionamentos específicos nos possibilitam vislumbrar linhas de conduta a serem aplicadas em trabalhos futuros, tais como:

I. A modelagem foi efetuada as custas de uma condição operacional a plena carga, abrangendo toda a faixa de regime de giro do motor, desta forma considera-se importante a montagem de uma bancada de testes para a avaliação dos modelos, com o motor operando sob diferentes cargas.
II. Os componentes da turbomaquina (compressor e turbina) bem como o motor, não sofreram em nenhum momento alterações físicas, geométricas e ou construtivas, permanecendo com suas características iniciais, logo é conveniente principalmente no que diz respeito a turbina, avaliar o comportamento do motor quando acoplado a outros conjuntos de turbomáquinas.
III. Em uma eventual aplicação da potência de cogeração em um sistema de refrigeração secundário, estudar quais as melhores opções técnicas para se obter esta energia.
IV. Avaliar o comportamento dinâmico do motor para a modelagem proposta. É importante ressaltar que não se conhecem os erros eventualmente cometidos na determinação da potência medida da turbina, assim sendo destaca-se a importância de averiguar estes erros cometidos, visto que os mesmos poderão modificar os resultados da discussão no que se refere a potência de cogeração.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICA

AGNEW, B et al. **Combined Power and Cooling, an Analysis of The Combined Diesel-Absorption Cycle**, Department of Mechanical Materials and Manufacturing Engineering, University of Newcastle upon Tyne, Newcastle. 1999. 8p

BLAIR, GORDON P. **Design and Simulation of Four-Stroke Engines**, Society of Automotive Engineers, Inc. 400 Commonwealth Drive. Warrendale. PA 15096-0001 USA. 1999.815p

BARELLI, L e BIDINI, G. **Design of the Measurements Validation Procedure and the Expert System Architecture for a Cogeneration, Internal Combustion Engine**, Department of Industrial Engineering, University of Perugia, Perugia, ITALY. 2005.16p

BERGSTROM, J e BRUGARD, J. **Modeling of a Turbo Charged Spark Ignited Engine,** Department, Vehicular Systems Dept, of Electrical Engineering, LiTH-ISY-EX-2081, Avdelning, Institution Division., Linkopings Universitet, SWEDEN. 1999.91p

BERMÚDEZ, V. R. T. **Sintesis de la Aerodinamica Interna del Motor Diesel Sobrealimentado**, Departamento de Maquinas y Motores Térmicos, Universidad Politécnica de Valencia, 1995.237p

CHEIKH, et al. **Gas–Diesel (Dual-Fuel) Modeling In Diesel Engine Environment**, Université des Sciences et de la Technologie, Centre National de la Recherche Scientifique, FRANCE. 2000.16p

ENTENMANN. et al. **701DA Advanced Combustion Turbine, 7th Congress & Exposition on Gas Turbines in Cogeneration and Utility Industrial and Independent Power Generation**, Bournemouth, ENGLAND.1993.5p

FLARDH, O e GUSTAFSON, M **Mean Value Modeling of a Diesel Engine with Turbo Compound**, Master's thesis, LiTH-ISY-EX-3443. Dept. of Electrical Engineering at Linkropings Universitet . 2003.64p

FREDRIKSSON, J. **Modeling of a Diesel Engine with a Variable Geometry Turbine**, Control Engineering Laboratory, Department of Signals and Systems, Chalmers University of Technology. 17p

HOUNTALAS e KOUREMENOS. **Development of a Fast and Simple Simulation Model for the Fuel Injection System of Diesel Engines**, Internal Combustion Engines Laboratory, Thermal Engineering Section, Mechanical Engineering Department, National Technical University of Athens, Athens, GREECE. 1998.16p

KLEIN, M e ERIKSSON, L. **Models, Methods and Performance when estimating the Compression Ratio based on the Cylinder Pressure**, Vehicular Systems, Linkoping University, SWEDEN. 8p

LAZZARIN, R. et al. **A New HVAC System Based on Cogeneration by an I.C. Engine,** Applied Thermal Engineering, Elsevier Science. 1996.8p

MARTINS, G. **Avaliação dos Modelos Semi-Empíricos do Toolkit ASHRAE para Compressores Centrífugos e Turbinas**, Dissertação de mestrado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia. 2004.130p

MARTINS, G. **Sistema Alternativo de Refrigeração de Morangos utilizando Turbocompressores**, Relatório de estágio Supervisionado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia. 2002.80p

MOURA. **Turbo Turbinado, Novas Tecnologias**, Revista 04 Rodas. 2004.

ONOVWIONA, H. e UGURSAL, V. **Residential Cogeneration Systems: Review of the Current Technology**, Department of Mechanical Engineering, Dalhousie University, Halifax, NS, CANADA. 2004.42p

PETTERSSON, F. **Simulation of A Turbo Charged Spark Ignited Engine**, Department, Vehicular Systems Dept, of Electrical Engineering, LiTH-ISY-EX-3010, Avdelning, Institution Division. Linkopings Universitet, SWEDEN. 2000.76p

RAKOPOULOS e GIAKOUMIS. **The Influence of Cylinder Wall Temperature Profile on the Second-Law Diesel Engine Transient Response**, Internal Combustion Engines Laboratory, Department of Mechanical Engineering, Thermal Engineering Section, National Technical University of Athens, Athens, GREECE. 2005.17p

RENEDO, C. J. et al. **Study of Different Cogeneration Alternatives for a Spanish Hospital Center**, Department of Electrical and Energy Engineering, University of Cantabria, Santander, SPAIN. 2005.

RITZÉN, J. **Modeling and Fixed Step Simulation of a Turbo Charged Diesel Engine**, Master's thesis, LiTH-ISY-EX-3442. performed in Vehicular Systems, Dept. of Electrical Engineering at Linkropings universitet. 2003.50p

SKOGTJARN, P. **Modeling of the Exhaust Gas Temperature for Diesel Engines**, Dept. of Electrical Engineering at Linkopings Universitet, Sodertalje, Master's thesis, LiTH-ISY-EX-3378. 2002.41p

STODOLSKY, F **Projected Performance of A Slow-Speed Diesel Engine and A Waste-Heat Boiler for Industrial Cogeneration, Preliminary Analysis**, NTIS, Springfield, and (USA). 1983.

A N E X O I

Potência de Cogeração / Análise quantitativa

A Figura A1. 1 mostra o trabalho desenvolvido pela turbina, compressor e gases evacuados pela wastegate, de um motor Diesel, 04 cilindros, sobrealimentado, com a turbina equipada com válvula de alívio, operando a plena carga sob uma rotação de 3500 [RPM]. É possível se comprovar que a este regime de giro, os gases que passam através da wastegate provocam uma redução no trabalho da turbina de até 20%, logo o compressor sofrerá uma redução proporcional na energia disponível para elevar a pressão de sobrealimentação do motor.

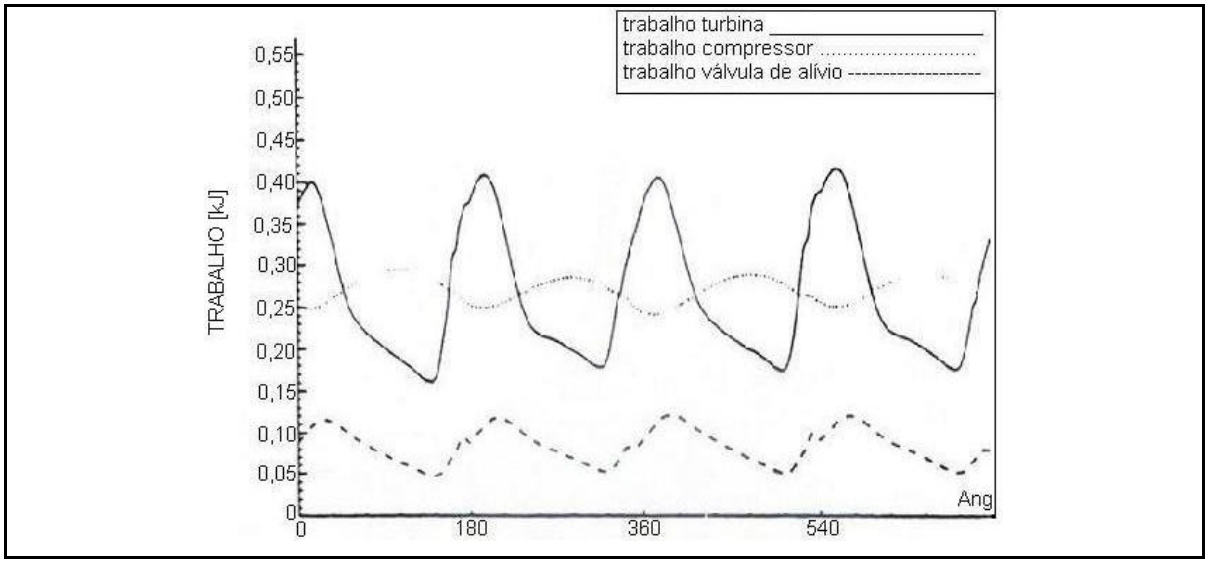


Figura A1. 1 Trabalho em função do ângulo de giro

Através do desenvolvimento dos cálculos a seguir, efetuaremos uma analise quantitativa desta potência excedente, sendo possível identificarmos uma ordem de grandeza para o valor da potência que seria eventualmente aplicada em um sistema de cogeração.

A Figura A1. 2 mostra o comportamento do fluxo de massa de ar para diversas rotações do motor, obtida através dos dados extraídos da literatura (Bermudez 1995)

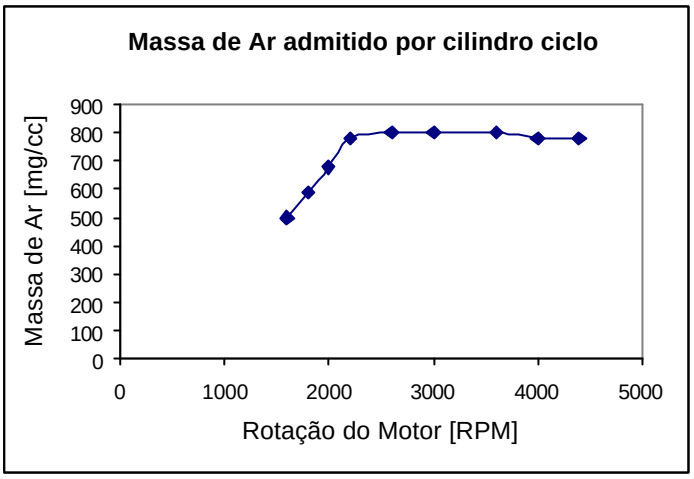


Figura A1. 2 Fluxo de massa de ar no motor em função da rotação do motor.

Efetuando a conversão de unidades de $\left(\frac{mg}{c.c}\right)$ em $\left(\frac{kg}{s}\right)$, através da equação.

$$\dot{m}_{ar,m} = \frac{\dfrac{\dot{m}_{ar,m}(mg/c.c.).N_m.n^o\,cilindros}{n^o\,de\ ciclos.\ 60(s)}}{1000000(Kg)} \quad (Kg/s)$$

temos para

$$N_m = 3500 \ [RPM]$$

$$\dot{m}_{ar,m} = 800 \ [g/c.c.] = 0.0933 \ [Kg/s]$$

onde

$\dot{m}_{ar,m} =$	fluxo de massa de ar no motor	$\left[\frac{kg}{s}\right]$
$N_m =$	velocidade de rotação do motor	$[RPM]$
$n^o\,cilindros =$	número de cilindros do motor	$[-]$
$n^o\,de\ ciclos =$	número de ciclos do motor	$[-]$

A Figura A1. 3 mostra o comportamento da rotação da turbomáquina em função do regime de giro do motor, obtida através dos dados extraídos da literatura (Bermudez 1995).

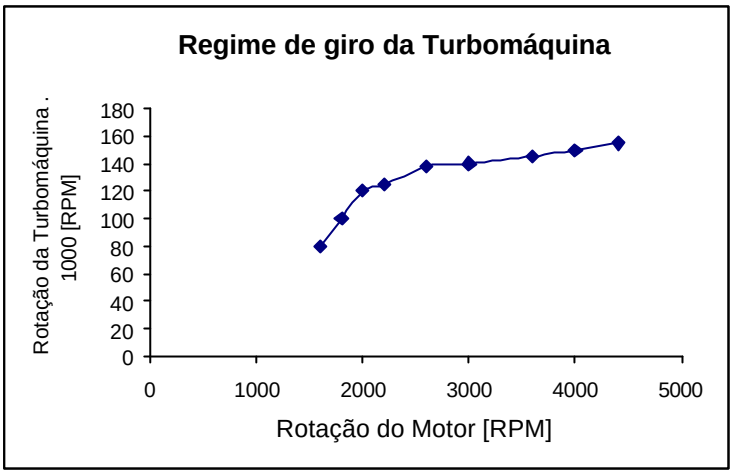


Figura A1. 3 Rotação da turbomáquina em função da rotação do motor.

Na Figura A1. 3 observa-se que:

$$N_m = 3500 \ [RPM]$$
$$N_{cp} = 143000 \ [RPM]$$

onde

$N_m =$ velocidade de rotação do motor $[RPM]$

$N_{cp} =$ velocidade de rotação do compressor $[RPM]$

$N_{Tb} =$ velocidade de rotação da turbina $[RPM]$

$N_{TC} =$ velocidade de rotação da turbomáquina $[RPM]$

considerando que $N_{cp} = N_{Tb} = N_{TC}$

A Figura A1. 4 representa a curva de operação do compressor, fornecida pelo fabricante, a qual nos permite interpretar e obter as interações de rendimento, relação de pressão e fluxo de massa, para as diversas rotações do compressor.

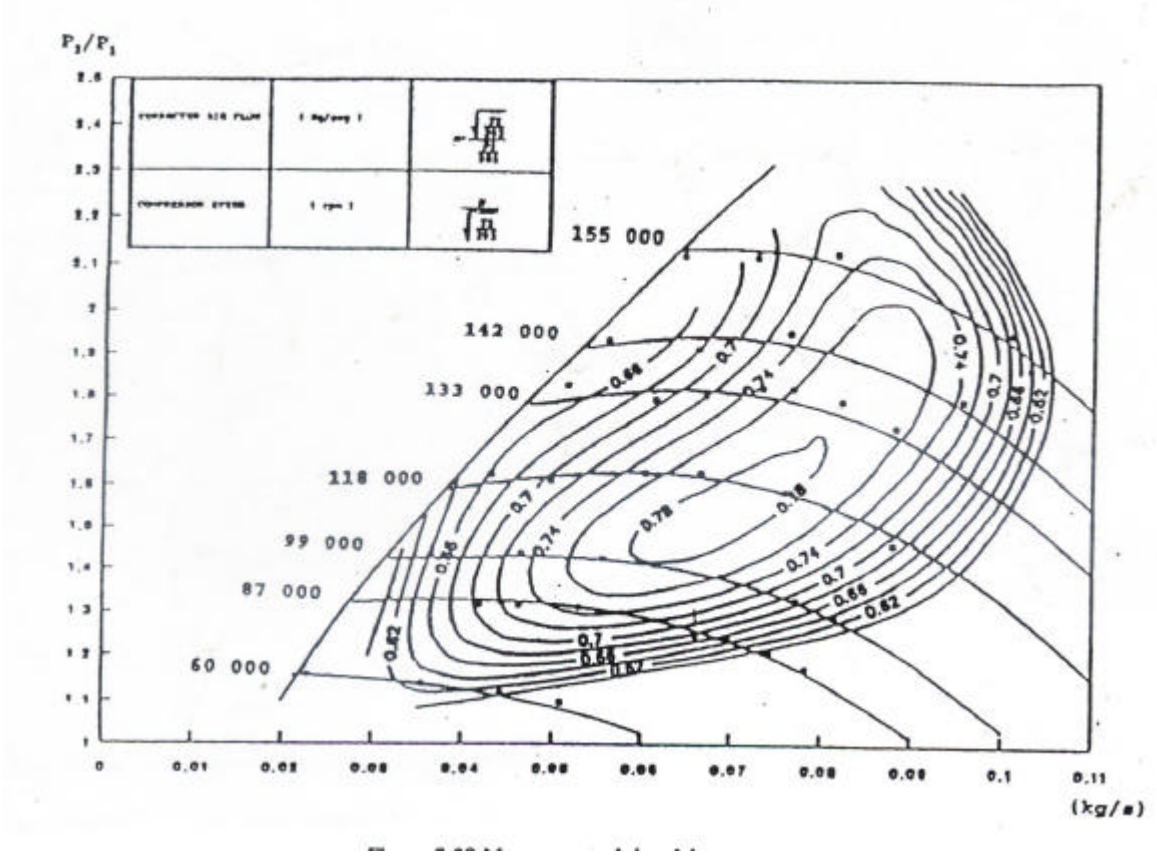


Figura A1. 4 Curva de operação do compressor / motor 04 cilindros

Através da curva de operação do compressor, Fig. A1. 4 observa-se que:

$$\dot{m}_{ar,m} = 0{,}0933 \ \ [Kg/s]$$
$$N_{cp} = 143000 \ \ [RPM]$$

implica em

$$Rp_{cp} = 1{,}88$$
$$h_{cp} = 0{,}75$$

onde

$Rp_{cp} =$ relação de compressão do compressor $[-]$

$h_{cp} =$ rendimento do compressor $[\%]$

admitindo (Bermudez 1995)

$T_{amb} = T_{ar,ecp} = 293\ [K]$
$P_{atm} = 98{,}1\ [KPa]$

a equação

$$\dot{W}_{cp} = \frac{\dot{m}_{ar,cp}.Cp_{ar}.T_{ar,ecp}.\left(Rp_{cp}^{\frac{g-1}{g}} - 1\right)}{h_{cp}}$$

permite determinar a potência desenvolvida pelo compressor, sendo conhecidos:

$\dot{m}_{ar,cp} = 0{,}0933\ [Kg/s]$
$Cp_{ar} = 1{,}04\ [Kcal/KgK]$
$T_{ar,ecp} = 293\ [K]$
$Rp_{cp} = 1{,}88$
$g = 1{,}4$
$h_{cp} = 0{,}75$

obtém-se

$\dot{W}_{cp} = 7{,}492\ [KW]$

onde

$\dot{m}_{ar,cp} =$ fluxo de massa de ar no compressor $\left[\frac{kg}{s}\right]$

$Cp_{ar} =$ calor específico do ar a pressão constante $\left[\frac{kJ}{kgK}\right]$

$T_{ar,ecp} =$ temperatura do ar na entrada do compressor $[K]$

$Rp_{cp} =$ relação de pressão no compressor $[-]$

$g = \frac{Cp}{Cv} =$ relação entre os calores específicos $[-]$

$h_{cp} =$ rendimento do compressor $[\%]$

$\dot{W}_{cp} =$ potência desenvolvida pelo compressor $[kW]$

porém para turbinas equipadas com wastegate (Bermudez 1995)

$$\dot{W}_{cp} = 0{,}8(\dot{W}_{Tb})$$

visto que 20% da potência gerada na turbina que deveria ser transmitida ao compressor, é perdida na válvula de alivio, então

$$7{,}492 = 0{,}8(\dot{W}_{Tb})$$

$$\dot{W}_{Tb} = 9{,}365 \ \ [KW]$$

finalmente a potência excedente, que poderia ser aplicada a um sistema de cogeração de energia é identificada na ordem de $\dot{W}_{cogeraçao} = 20\%(9{,}365) = 1{,}873 \ \ [KW]$.

A N E X O II

Válvula de Alívio (wastegate)

A válvula wastegate é uma das variantes de controle automático empregada nos motores turboalimentados, para adequar o trabalho da turbomáquina as exigências do motor, o seu funcionamento é semelhante a um regulador pneumático com realimentação. O efeito de controle de uma wastegate é considerado indireto, pois a variável que controla o levantamento da válvula regula somente o fluxo de gás através da turbina, conseqüentemente o trabalho realizado pela mesma. A Figura A2. 1 mostra um esquema construtivo de uma válvula de alívio wastegate.

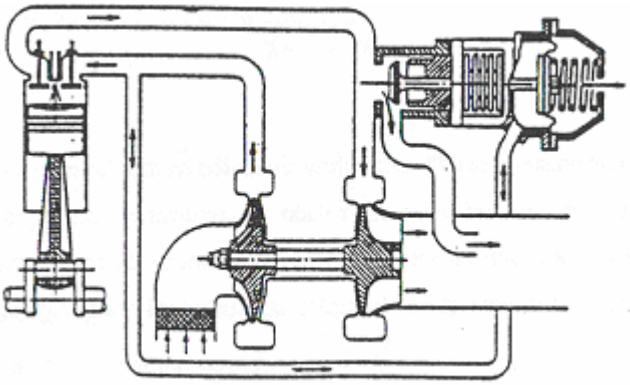


Figura A2. 1 – Conjunto wastegate-turbocompressor-motor.

O comportamento dinâmico da válvula de alivio wastegate esta condicionado pelas forças que atuam sobre a mesma e sobre o seu sistema de acionamento. Estas forças variam periodicamente durante o ciclo do motor, portanto influenciando nos sinais de entrada, sinais de controles e sinais de saída do sistema de regulagem.

Ao se somar instantaneamente o fluxo de massa de gás que flui através da turbina com o fluxo de massa de gás que flui através da wastegate, o balanço não fecha com o fluxo instantâneo total de gases de escape do motor, visto que ocorre uma acumulação de massa no interior dos dutos de admissão e eventuais depósitos no motor.

Para se avaliar quantitativamente a redução da pressão de sobrealimentação do motor disponibilizada pela turbina, quando da wastegate em operação, as Eq. (A2. 1) e (A2. 2) devem ser aplicadas.

$$\dot{W}_{Tb} = \dot{m}_{gas} . C_p \, \Delta T \, h_{Tb}$$

$$\dot{W}_{Tb} = \dot{m}_{gas} . Cp_{gas} . T_{G\acute{e}Tb} . \left[Rp_{Tb}^{\frac{1-g_G}{g_G}} - 1 \right] h_{Tb} \qquad (2.1)$$

Onde:

$\Delta T =$ diferença da temperatura do gás entre a saída e a entrada na turbina $[K]$

$h_{Tb} =$ rendimento da turbina $[\%]$

$C_p =$ calor específico do gás a pressão constante $\left[\frac{J}{kgK}\right]$

$\dot{W}_{Tb} =$ trabalho desenvolvido pela turbina $[kJ]$

para o compressor temos

$$\dot{W}_{cp} = \dot{W}_{Tb} \, h_{TC}$$

$$\dot{W}_{cp} = \frac{\dot{m}_{ar,cp} . Cp_{ar} . T_{ar\acute{e}cp} . \left(Rp_{cp}^{\frac{g-1}{g}} - 1 \right)}{h_{cp}} \qquad (2.2)$$

onde:

$\dot{W}_{cp} =$ trabalho desenvolvido pelo compressor $[kJ]$

$\dot{m}_{ar,cp} =$ fluxo de massa de ar no compressor $\left[\frac{kg}{s}\right]$

$Rp_{cp} =$ relação de pressão no compressor $[-]$

$g =$ relação de calores específicos $[-]$

$h_{TC} =$ rendimento do turbocompressor $[-]$

Com a redução da energia transferida ao compressor, se consegue modificar a pressão de saída do mesmo, que é o parâmetro que se procura controlar com a válvula de alívio. Durante um ciclo de trabalho do motor, os parâmetros que caracterizam o seu funcionamento variam periodicamente, logo o trabalho da wastegate também terá oscilações associadas à operação do motor. Estudos revelam que a seção efetiva da válvula wastegate altera o funcionamento do turbocompressor, penalizando o processo de renovação de carga, apresentando valores médios característicos, tais como, para elevar de 1,3% o fluxo

de massa de ar impulsionado pelo compressor é necessário disponibilizar 5% a mais de sua energia de acionamento, e 3% mais da energia utilizada para a admissão e descarga dos gases do cilindro do motor (Bermudez 1995).

Nos motores sobrealimentados de 06 ou mais cilindros, é comum o emprego de turbinas de dupla entrada (twin-flow), para evitar as interferências dos pulsos de pressão manifestados nos cilindros consecutivos determinados pela ordem de trabalho. Estas turbinas apresentam uma parede que divide a carcaça, assim sendo o estator disporá de duas entradas, cada uma delas acoplada a um grupo de cilindros.

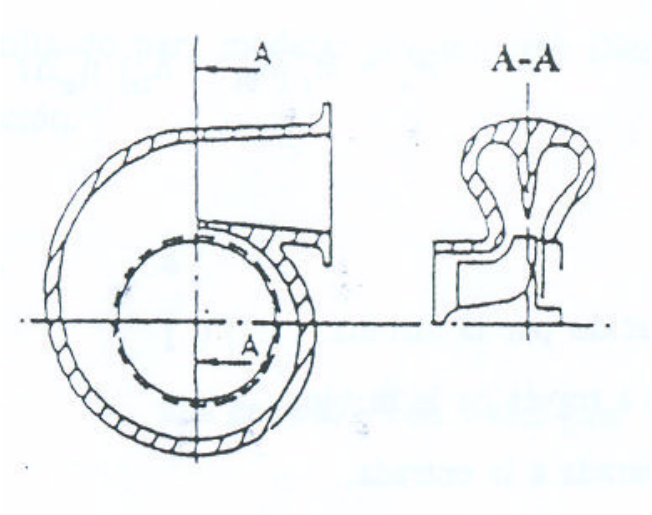


Figura A2. 2 – Diagrama esquemático de uma turbina de dupla entrada

Este tipo de turbina pode modelar-se facilmente utilizando dois tubos de entrada simulando o estator, um volume intermediário e um tubo de saída simulando o rotor.

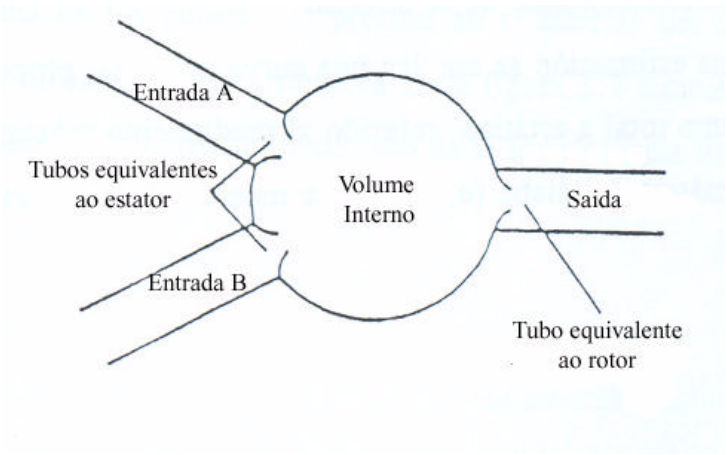


Figura A2. 3 – Esquema do modelo de uma turbina de dupla entrada

A N E X O III

Modelagem da Potência desenvolvida pelo Motor

Um ciclo OTTO, caracteriza-se por sofrer uma combustão a volume constante, conforme pode ser visto no diagrama *Pv*

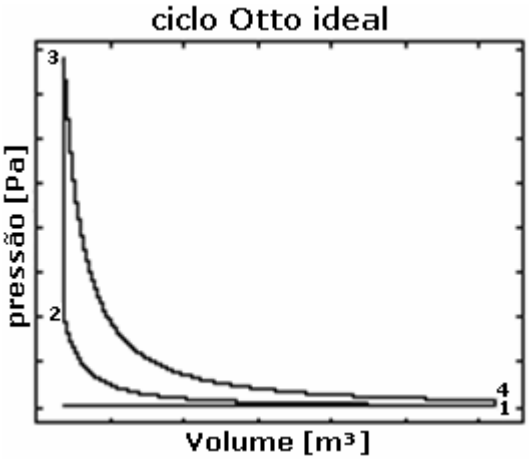


Figura A3. 1 – Diagrama pressão em função do volume, para um ciclo OTTO

Da interpretação da Fig. A3.1 pode-se identificar que, no processo $\overline{12}$, ocorre uma compressão isentrópica, no processo $\overline{34}$, ocorre uma expansão isentrópica. Da termodinâmica, para processos politrópicos vale a expressão:

$$PV^{g} = constante \tag{3.1}$$

onde

$$P_1 v_1^{g} = P_2 v_2^{g} = constante \tag{3.2}$$

sendo o trabalho realizado sobre o sistema (gás), no desenvolvimento destes processos dado por

$$_{a}W_{b} = \int_{a}^{b} pdv \tag{3.3}$$

desenvolvendo as Eq. (3.2) em (3.3), temos o trabalho para um processo politrópicos geral dado por:

$$ {}_1W_2 = \frac{P_2v_2 - P_1v_1}{1-g} \tag{3.4} $$

assim, o trabalho útil, desenvolvido no ciclo OTTO representado pelos processos $\overline{12}$ e $\overline{34}$, é dado por

$$ W_{util} = \left(\frac{P_3v_3 - P_4v_4}{1-g} \right) - \left(\frac{P_2v_2 - P_1v_1}{1-g} \right) \tag{3.5} $$

reescrevendo (3.5), temos

$$ W_{util} = \frac{P_3V_3}{1-g}\left(1 - \frac{P_4V_4}{P_3V_3} \right) - \frac{P_2V_2}{1-g}\left(1 - \frac{P_1V_1}{P_2V_2} \right) \tag{3.6} $$

sabemos que

$$ Pv = n\overline{R}T \tag{3.7} $$
$$ P_1V_1^g = P_2V_2^g = cons\tan te \tag{3.8} $$

desenvolvendo a Eq. (3.7), temos

$$ P_3V_3 = RT_3 \tag{3.9} $$
$$ P_2V_2 = RT_2 \tag{3.10} $$

desenvolvendo a Eq. (3.8) temos

$$ P_1V_1^g = P_2V_2^g $$
$$ \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^g \tag{3.11} $$
$$ \frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^g \tag{3.12} $$

substituindo a Eq. (3.11) e (3.12) em (3.6) temos

$$W_{util} = \frac{P_3V_3}{1-g}\left[1-\left(\frac{V_3}{V_4}\right)^g \frac{V_4}{V_3}\right] - \frac{P_2V_2}{1-g}\left[1-\left(\frac{V_2}{V_1}\right)^g \frac{V_1}{V_2}\right]$$

sendo

$$r_c = \frac{V_2}{V_1} = \frac{V_3}{V_4}$$

$r_c =$ *taxa de compressao do motor*

$$W_{util} = \frac{P_3V_3}{1-g}\left(1-r_c^{1-g}\right) - \frac{P_2V_2}{1-g}\left(1-r_c^{1-g}\right) \qquad (3.13)$$

substituindo a Eq. (3.9) e (3.10) em (3.13) temos

$$W_{util} = \frac{RT_3}{1-g}\left(1-r_c^{1-g}\right) - \frac{RT_2}{1-g}\left(1-r_c^{1-g}\right)$$

$$W_{util} = \left(\frac{RT_3}{1-g} - \frac{RT_2}{1-g}\right)\left(1-r_c^{1-g}\right) \qquad 3.14)$$

porém sabemos da termodinâmica que

$$R = Cp - Cv \qquad 3.15)$$

$$\frac{Cp}{Cv} = g \qquad (3.16)$$

substituindo Eq (3.16) em (3.15) temos

$$Cv = \frac{R}{g-1} \qquad (3.17)$$

substituindo Eq (3.17) em (3.14) vem

$$W_{util} = \left(CvT_3 - CvT_2\right)\left(1-r_c^{1-g}\right)$$

$$W_{util} = Cv\left(T_3 - T_2\right)\left(1-r_c^{1-g}\right)$$

finalmente

$$W_{util} = q_{in}\left(1 - r_c^{1-g}\right) \tag{3.18}$$

a equação Eq. (3.18) nos permite calcular a potência útil desenvolvida pelo motor.

Anexo IV

Dados Experimentais disponibilizados pela Literatura

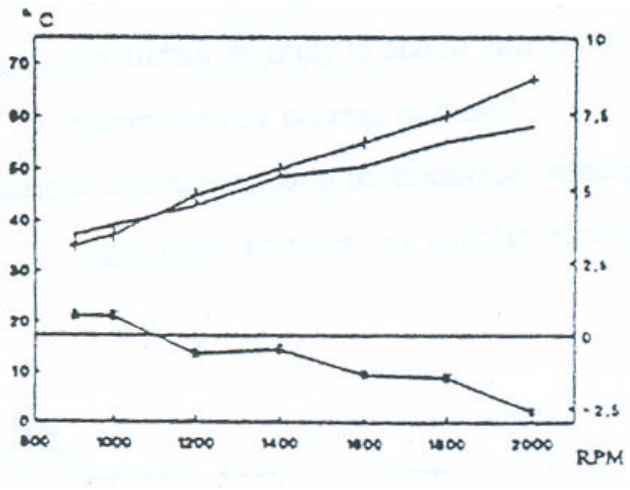


Figura A4.1 - Temperatura do ar após o intercooler em função da rotação do motor

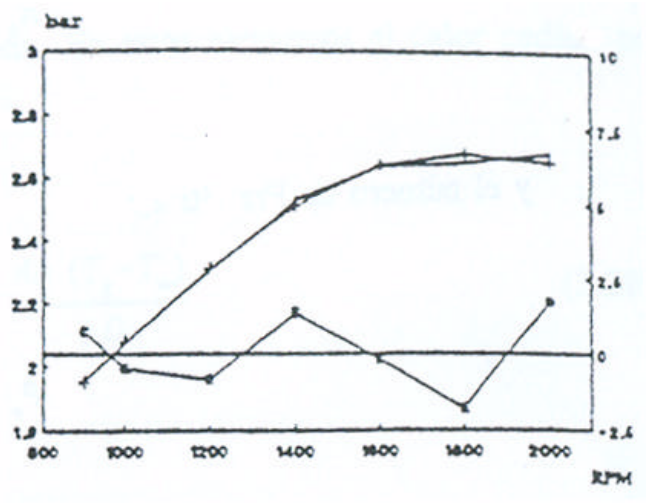


Figura A4. 2 – Pressão após o intercooler em função da rotação do motor

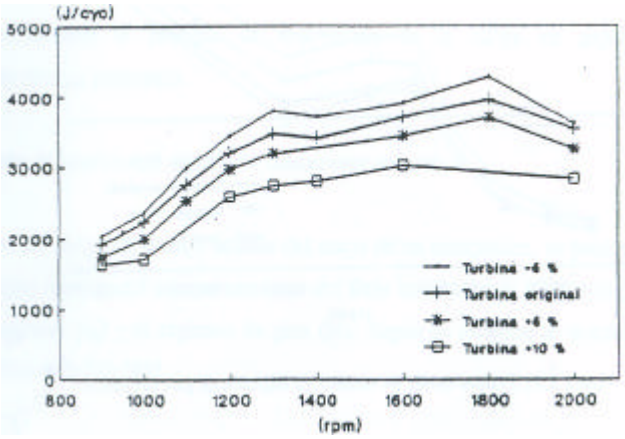


Figura A4. 3 – Trabalho da turbina em função da rotação do motor

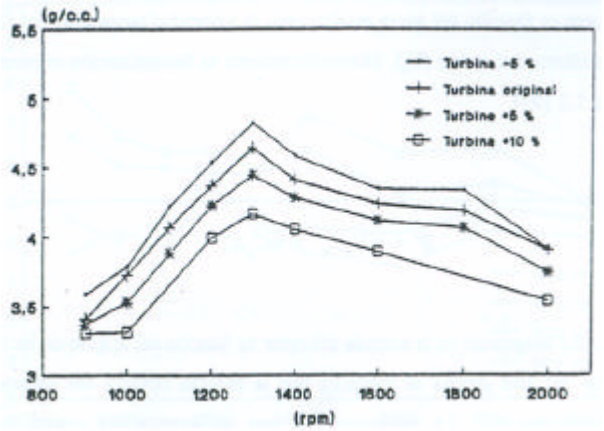


Figura A4. 4 – Fluxo de massa de ar no motor em função da rotação do motor

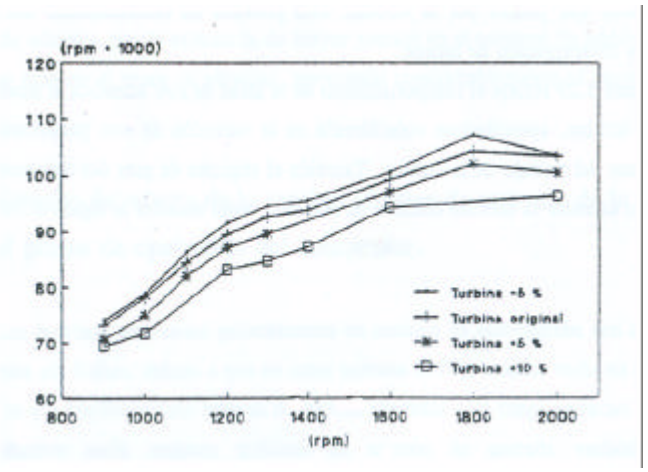


Figura A4. 5 – Rotação da turbomáquina em função da rotação do motor

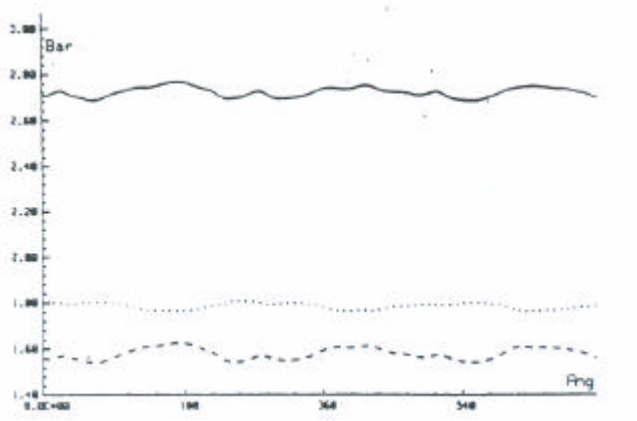


Figura A4. 6 – Pressão instantânea na saída do compressor, com o motor operando a 2000 [RPM] em função do angulo de giro

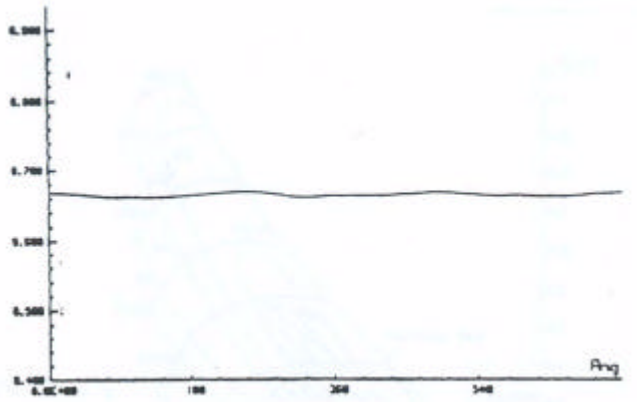


Figura A4. 7 – Rendimento do compressor com o motor operando a 2000 [RPM] em função do angulo de giro

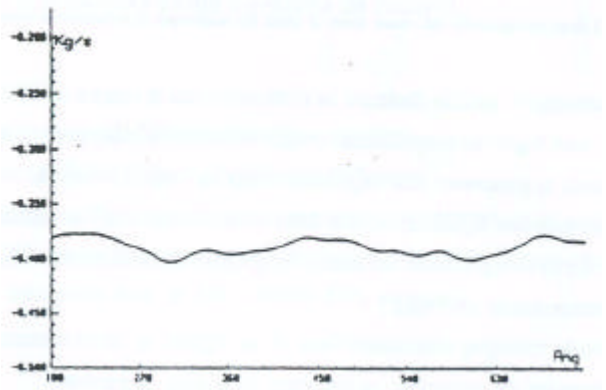


Figura A4. 8 - Fluxo de massa instantâneo no motor , com o motor operando a 2000 [RPM] em função do angulo de giro

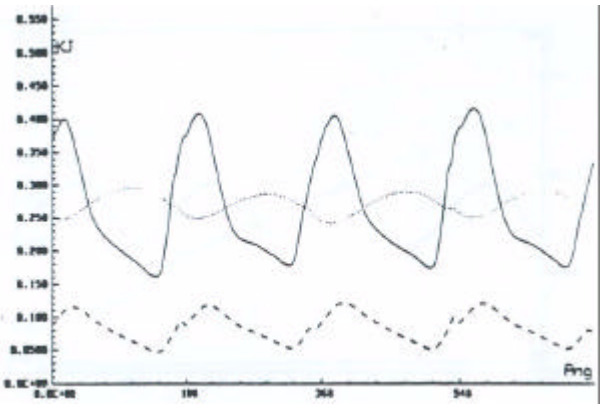


Figura A4. 9 – Trabalho em função do angulo de giro

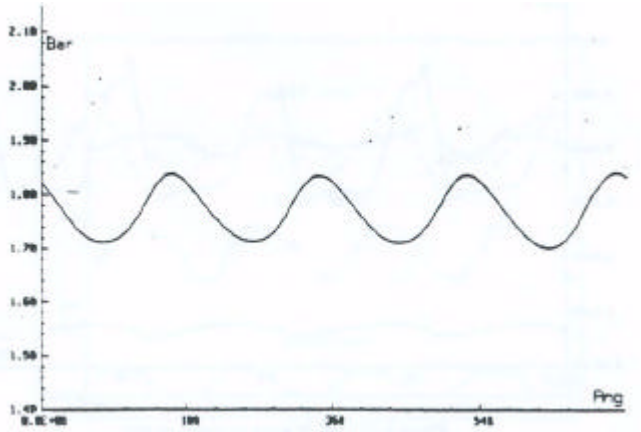


Figura A4. 10 – Pressão de sobrealimentação em função do angulo de giro

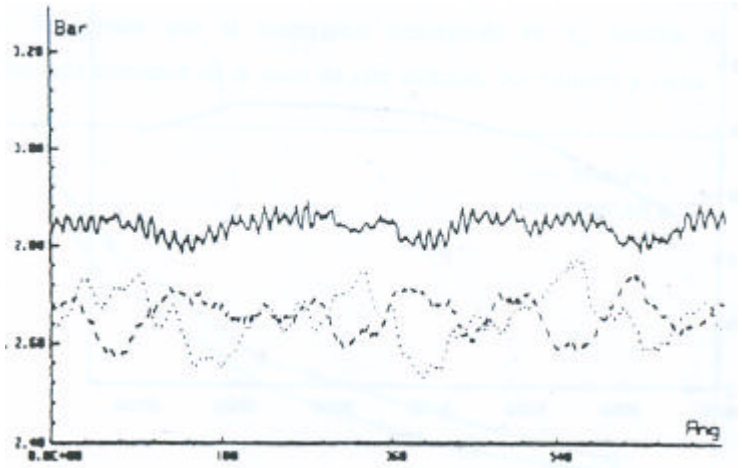


Figura A4. 11 – Pressão instantânea na admissão em função do angulo de giro

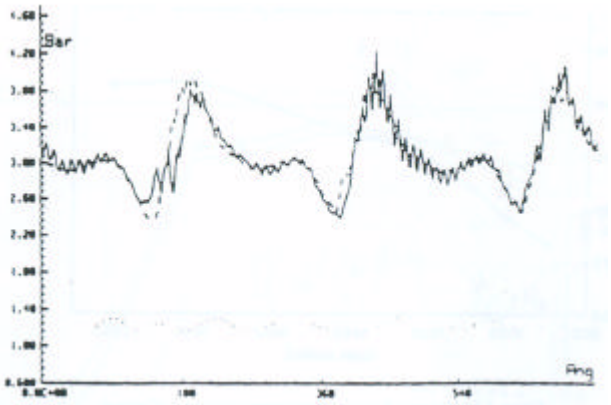


Figura A4. 12 – Pressão instantânea no escape em função do angulo de giro

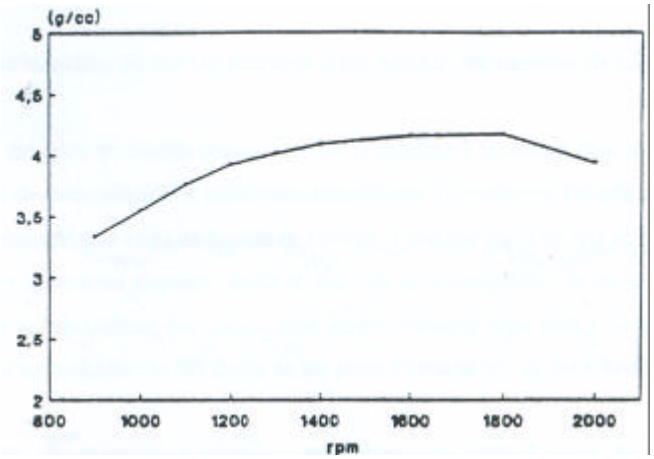


Figura A4. 13 – Fluxo de massa de ar admitido por cilindro ciclo do motor em função da rotação do motor

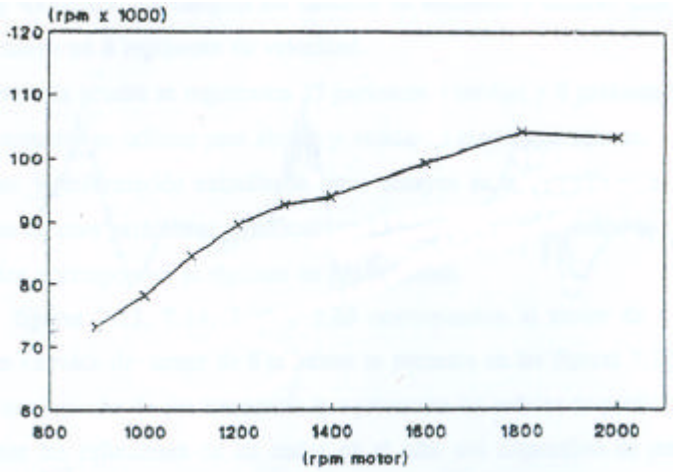


Figura A4. 14 – Rotação da turbomáquina em função da rotação do motor

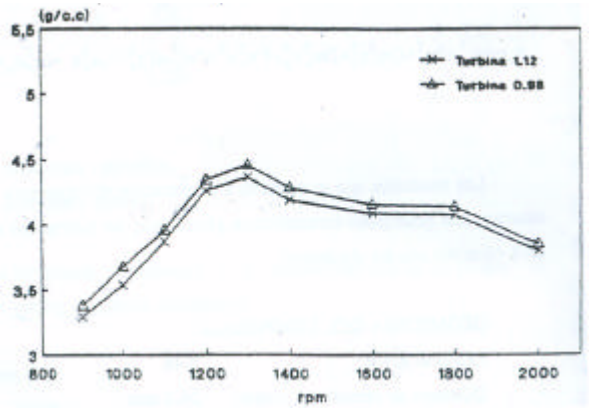


Figura A4. 15 – Fluxo de massa de ar admitido no motor em função da rotação do motor

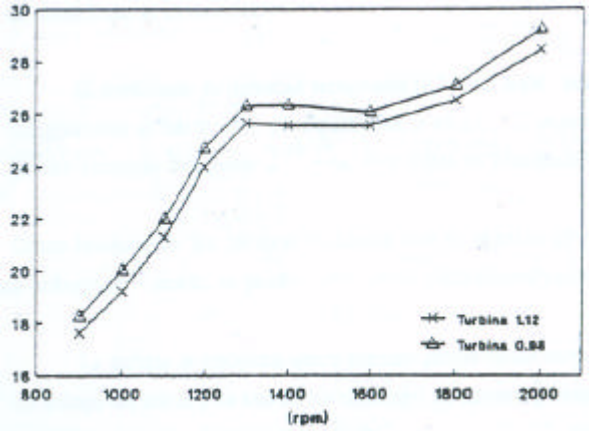


Figura A4. 16 – Relação ar combustível em função da rotação do motor

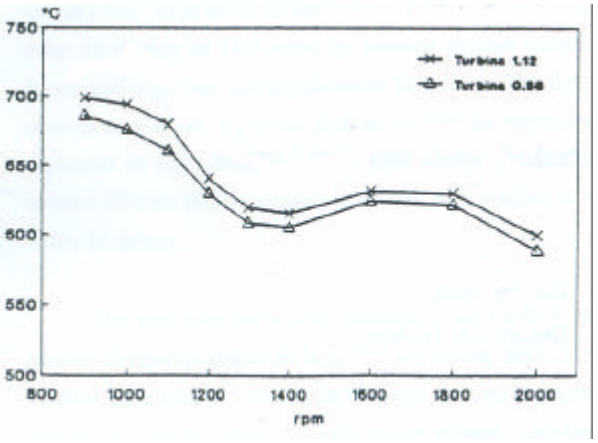


Figura A4. 17 – Temperatura do gás de entrada na turbina em função da rotação do motor

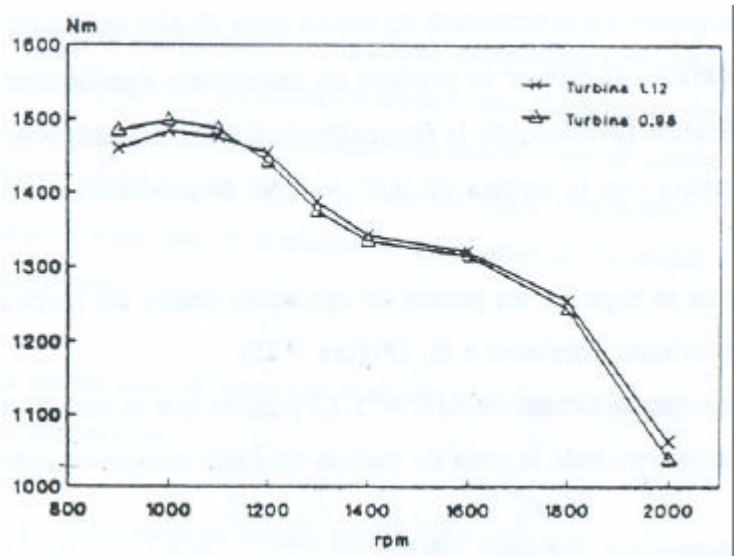


Figura A4. 18 – Torque efetivo do motor em função da rotação do motor

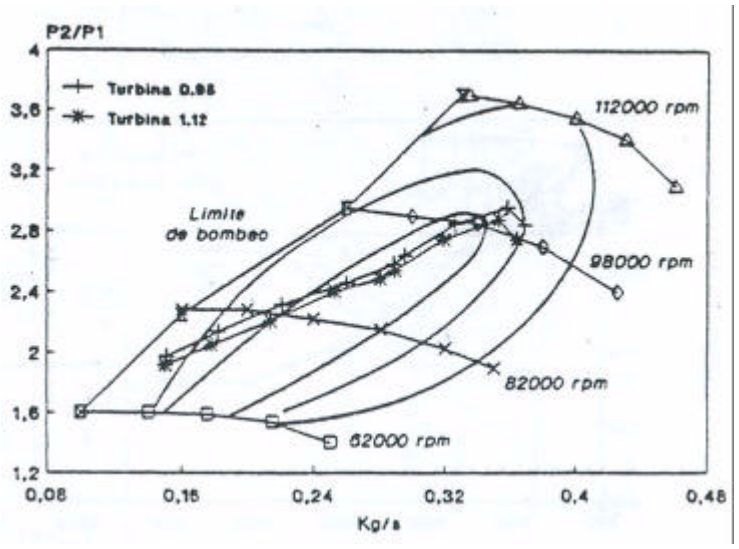


Figura A4. 19 – Mapa de operação da Turbomáquina