

ROGER TADEU GONDIM GUILHERME

**SENSOR VIRTUAL PARA ESTIMAÇÃO DE TEMPERATURA DO ÓLEO
EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA DE AUTOMÓVEIS**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para obtenção
do Título de Mestre em Engenharia.

São Paulo
2006

Livros Grátis

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.

ROGER TADEU GONDIM GUILHERME

**SENSOR VIRTUAL PARA ESTIMAÇÃO DE TEMPERATURA DO ÓLEO
EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA DE AUTOMÓVEIS**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para obtenção
do Título de Mestre em Engenharia.

Área de Concentração:
Engenharia Automotiva

Orientador:
Prof. Doutor
Silvio de Oliveira Junior

São Paulo
2006

Aos meus pais que sempre foram exemplo
de dedicação e honestidade.

À minha esposa, Viviane, que com enorme
paciência e amor, sempre me incentivou a
assumir e concluir este desafio.

AGRADECIMENTOS

Ao orientador, Prof. Dr. Silvio de Oliveira Jr. pelas discussões relacionadas a este trabalho e a outros temas de termodinâmica, pela paciência com este autor e pela orientação.

Ao Prof. Raul G. Lima pelas várias dicas esclarecedoras sobre os assuntos relacionados a eng^a de controle.

Aos colegas Hernani Costa, Edson Fazolin, Eduardo Ebeling, Deodato Silva, pelos comentários e ajuda prestada. A todos os outros colegas da Eng^a de Aplicações e do Laboratório de Motores da Volkswagen pelas informações e pelo auxílio.

À Volkswagen do Brasil, seus gerentes, diretores e meus clientes internos pela paciência e pelo apoio.

SUMÁRIO

LISTA DE TABELAS

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE SÍMBOLOS

RESUMO

ABSTRACT

1. INTRODUÇÃO	1
1.1 Justificativa do tema	1
1.2 Objetivo	4
1.3 Desenvolvimento do trabalho	4
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	6
2.1 Sensores Virtuais do ponto de vista da Engenharia de Controle	6
2.2 Taxas de rejeição de calor em motores de combustão interna	15
3. APRESENTAÇÃO DO MODELO PROPOSTO	28
3.1 Sistema de lubrificação do motor	28
3.2 Proposição de um modelo físico para o circuito de óleo	32
3.3 Hipóteses simplificadoras e discussão	33
3.4 Proposição de modelo matemático para estimação da temperatura	36
3.5 Propostas de metodologia para estimação de parâmetros	42
3.5.1 Função proposta para estimar o calor fornecido pelo motor	42
3.5.2 Função proposta para estimar o coeficiente de convecção	43
3.5.3 Função proposta para estimar a temperatura inicial do óleo	45
3.5.4 Função proposta para estimar a temperatura do ar	48
3.6 Estudo da controlabilidade e observabilidade	49
3.6.1 Conceito de controlabilidade e observabilidade	50

3.6.2	Proposição do modelo	51
3.6.3	Linearização de equações	57
3.6.4	Discussão da controlabilidade e da observabilidade	62
4.	METODOLOGIA EXPERIMENTAL PARA CALIBRAÇÃO	67
4.1	Método para determinação dos parâmetros de convecção do cárter	67
4.1.1	Perda de calor do cárter por convecção forçada	68
4.1.2	Perda de calor do cárter por convecção natural	70
4.2	Método para determinação da rejeição de calor do motor para o óleo ..	72
4.2.1	Q_m com temperatura do líquido de arrefecimento constante	73
4.2.2	Estimativa do balanço energético do motor	74
4.2.3	Q_m com diferentes temperaturas do líquido de arrefecimento	75
4.2.3	Medição de outros parâmetros	76
5.	RESULTADOS EXPERIMENTAIS	77
5.1	Medição da taxa de calor perdido pelo óleo Q_r	77
5.2	Medição do calor cedido ao óleo pelo motor Q_m	82
5.3	Taxa de calor cedido Q_m com outra temperatura de líquido de arrefecimento	88
5.4	Avaliação das propostas para estimar a temperatura inicial do óleo	90
5.5	Teste da equação de simulação da temperatura do óleo	93
6.	DISCUSSÃO	100
6.1	Usos para a modelagem	100
6.2	Limitações	103
6.3	Discussão de resultados e limitações da metodologia de calibração	106
7.	PASSOS ADICIONAIS PARA O DESENVOLVIMENTO	112

8.	CONCLUSÕES	116
9.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	119

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	Correlação do calor rejeitado para o líquido de arrefecimento $Q_c=Q_c(\text{RPM}, \text{MAP}, \text{SPK}, \text{AF})$	25
Tabela 3.1	Principais características do motor Volkswagen EA-111 1,6l 74kW ·	31
Tabela 5.1	Coefficientes de convecção do cárter para diversas velocidades	78
Tabela 5.2	Resumo do protocolo de medição em dinamômetro de chassi	82
Tabela 5.3	Dados utilizados para testes de observador de malha fechada	97

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1	Sistema de controle tipo “malha fechada”.....	6
Figura 2.2	Sistema massa, mola e amortecedor.....	8
Figura 2.3	Estimação de estado.....	9
Figura 2.4	Laminador.....	12
Figura 2.5	Modelo de bancada para determinação do balanço energético.....	15
Figura 2.6	Energia dissipada para o óleo de lubrificação	16
Figura 2.7	Taxa de calor para o líquido de arrefecimento de um motor ciclo Otto 3,5L.....	17
Figura 2.8	Taxa de calor para o óleo de arrefecimento de um motor ciclo Otto de 3,5L.....	18
Figura 2.9	Taxa de calor para o liq. de arrefecimento e para o óleo de um motor ciclo Otto 1,8L.....	18
Figura 2.10	Balanço térmico de motor e uso do calor durante o aquecimento. Motor funcionando a 2000rpm e com 10Nm	21
Figura 2.11	Trocas de calor no motor	22
Figura 2.12	Taxa de transferência de calor através do cabeçote durante o aquecimento do motor.....	24
Figura 2.13	Taxa de transferência de calor para o óleo e para o refrigerante em função da temperatura de entrada do refrigerante. Temp. Óleo = 85°C, Plena Carga, AF=12,5	26
Figura 3.1	Desenho esquemático do circuito de óleo	28
Figura 3.2	Foto da parte inferior do bloco do motor, mostrando detalhe do pescador de óleo.....	28
Figura 3.3	Foto de filtro de óleo cortado de motor Volkswagen EA-111 1,6l.....	29
Figura 3.4	Esquema da bomba duocêntrica.....	29
Figura 3.5	Foto do motor Volkswagen EA-111 1,6, com cárter híbrido.....	30
Figura 3.6	Proposta de modelo simplificado do sistema de lubrificação	32
Figura 3.7	Momentos atuando sobre o virabrequim	54
Figura 3.8	Exemplo de linearização da força aerodinâmica	57
Figura 3.9	Viscosidade de lubrificante para motor SAE 10W50.....	62

Figura 3.10	Variação do torque no eixo com a temperatura do óleo no cárter. Motor EA-111 1,6L	63
Figura 3.11	Estimador de malha aberta	64
Figura 3.12	Estimador de malha fechada	65
Figura 4.1	Dinamômetro de chassi da Volkswagen do Brasil	68
Figura 5.1	Resfriamento do óleo com velocidade do vento relativo V=100km/h. Veículo Fox EA-111 1.6l	77
Figura 5.2	Determinação dos parâmetros da equação $H/mc=K_3*V^n$ (primeiros 200 segundos de resfriamento)	79
Figura 5.3	Evolução da taxa de queda da temperatura do óleo em resfriamento natural	80
Figura 5.4	Determinação dos coeficientes p e K_4 a partir da equação 4.5	80
Figura 5.5	Determinação dos coeficientes p e K_4 a partir da equação 4.4 por tentativa e erro	81
Figura 5.6	Taxa de perda de calor pelo cárter	82
Figura 5.7	Taxa de calor para o óleo (função de MAP)	85
Figura 5.8	Taxa de calor para o óleo (função de RPM)	85
Figura 5.9	Taxa de calor do motor para o óleo	86
Figura 5.10	Regressão linear da taxa de calor para o óleo	88
Figura 5.11	Taxa de calor para o óleo (função de MAP) com menor temperatura do refrigerante (em torno de 75°C)	89
Figura 5.12	Taxa de calor para o óleo (função de RPM) com menor temperatura do refrigerante (em torno de 75°C)	89
Figura 5.13	Correlação entre temperatura do refrigerante e temperatura do óleo ao longo de resfriamento do motor	91
Figura 5.14	Resfriamento do motor após aquecimento em vazio até a temperatura do óleo de 130°C	92
Figura 5.15	Diferença entre as temperatura do óleo e do líquido de arrefeci- mento em função desta última, trinta segundos após partida	93
Figura 5.16	Medição e cálculo da temperatura do óleo em condição de trânsito urbano	94

Figura 5.17	Medição e cálculo da temperatura do óleo em condição de trânsito urbano	95
Figura 5.18	Simulação em condição estabilizada	97
Figura 5.19	Simulação de observador de malha fechada	99
Figura 6.1	Histograma das diferenças entre temperatura real e estimada	110
Figura 7.1	Resumo dos passos necessários para desenvolvimento de função da ECU	113

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Maiúsculas

A	Matriz do sistema	[-]
AF	Relação dos fluxos em massa de ar e de combustível	[-]
B	Matriz de entrada	[-]
C	Matriz de saída	[-]
ECU	Unidade de gerenciamento do motor	[-]
$F_{i, i=1...7}$	Constantes do sistema (capítulo 3)	[várias unidades]
H	Coefficiente de convecção	[W/°C]
H_{comb}	Poder calorífico inferior do combustível	[J/kg]
J	Momento de inércia; constante de equações do modelo	[kg.m ² ; -]
$K_{i, i=1...4}$	Constantes para equações do modelo	[várias unidades]
M	Momento	[Nm]
MAP	Pressão absoluta no coletor de admissão	[mbar]
P_{atm}	Pressão atmosférica	[N/m ²]
PMI	Ponto morto inferior	[-]
PMS	Ponto morto superior	[-]
Q_m	Taxa de calor cedido pelo motor ao óleo	[W ou kW]
Q_r	Taxa de calor transferido ao ar ambiente por convecção	[W ou kW]
R	Constante universal dos gases para o ar	[J/kgK]
RPM	Rotações por minuto do eixo do motor	[min ⁻¹]
R_{tr}	Relação de transmissão	[-]
S	Área frontal do veículo	[m ²]
SPK	Avanço de ignição	[° antes do PMS]
T	Temperatura	[°C]
V	Velocidade do veículo ou do vento relativo	[km/h]
V_d	Deslocamento volumétrico do motor	[m ³]
W_{vc}	Potência de eixo que cruza a fronteira de volume de controle	[W]

Letras Minúsculas

c	Calor específico do óleo	[J/kg°C]
c_x	Coefficiente aerodinâmico	[-]
e	Energia interna específica	[J/kg]
\mathbf{e}	Vetor erro de estimação	[-]
$esteq$	Valor estequiométrico do combustível	[-]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
h	Entalpia específica	[J/kg]
h	Coefficiente de transferência de calor (específica)	[J/kg°C]
\ln	Função logaritmo neperiano	[-]
m	Massa de óleo	[kg]
\dot{m}	Vazão em massa de óleo	[kg/s]
n	Constante de modelo proposto	[-]
p	Constante de modelo proposto	[-]
r_{roda}	Raio dinâmico de roda do veículo	[m]
t	Tempo	[s]
\mathbf{u}	Vetor de entrada	[-]
\mathbf{x}	Vetor de variáveis de estado de um sistema	[-]
\mathbf{y}	Vetor de saída	[-]

Letras Gregas

α	Ângulo de rampa	[rad]
Δt	Intervalo de tempo	[s]
$\dot{\theta}$	Velocidade angular do eixo do motor	[s ⁻¹]
$\ddot{\theta}$	Aceleração angular do eixo do motor	[s ⁻²]
η	Eficiência	[-]
λ	Relação entre AF e $esteq$	[-]
π	Número “ π ” (aproximadamente 3,1415)	[-]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]

Subscritos

<i>air</i>	ar ambiente
<i>ap</i>	aparente
<i>ar</i>	ar ambiente
<i>atm</i>	atmosférica
<i>comb</i>	combustível
<i>cool, c</i>	líquido de refrigeração do motor (“coolant”)
<i>e</i>	motor (“engine”)
<i>gas</i>	gás de escape
<i>m</i>	motor ou mecânica
<i>r</i>	rejeitado (calor) ou resistivo (momento)
<i>ref</i>	de referência
<i>t</i>	térmica
<i>v</i>	volumétrica ou do veículo

Superescritos

[^] ou ’	indica que se trata de uma estimativa da variável abaixo do símbolo
•	indica a derivada primeira da variável abaixo do símbolo
••	indica a derivada segunda da variável abaixo do símbolo

RESUMO

O presente trabalho consiste no estudo de sensores virtuais para ações de controle de motores de automóveis, objetivando alternativas de redução de custo para o gerenciamento dos mesmos. Sensor virtual é um termo criado para referenciar um estimador de uma ou mais variáveis de estado de um sistema, a partir da informação de sensores físicos já existentes e características do funcionamento. Para melhor entender as fases e as dificuldades da criação de um sensor virtual foi desenvolvido um exemplo simples, que visa estimar a temperatura do óleo do motor durante a sua operação. Para tanto, foi proposto pelo autor um modelo físico do circuito de óleo e o equacionamento dos fenômenos de troca de calor que influenciam sua temperatura. O texto apresenta também propostas de métodos experimentais de calibração dos parâmetros deste modelo, visando testar sua viabilidade. Por fim uma discussão sobre as limitações do modelo proposto e sobre os passos necessários para a implementação, em conjunto com fornecedores, de uma nova função da unidade de gerenciamento eletrônico do motor é apresentada.

ABSTRACT

This work consists in the study of virtual sensors used for control actions of automotive engines, aiming cost reduction alternatives to its management. Virtual sensor is an expression to refer an estimator of one or more state variables of a system, based on signals provided by already present physical sensors and informations of the system working characteristics. In order to understand the steps and difficulties to create a virtual sensor, a simple example was developed with the objective of estimating the engine oil temperature during its operation. To accomplish this task, a physical model to represent the oil circuit and the mathematical equations to simulate the heat exchange processes that influence its temperature were proposed by the author. The text presents also experimental approaches to the calibration of the model parameters, aiming to test its viability. Finally, a discussion about the model limitations and about the steps necessary to, working with suppliers, implement a new function executed by the engine control unit is presented.

1. INTRODUÇÃO

1.1 Justificativa do tema

A presença de sensores em sistemas de controle de motores de automóveis do mercado brasileiro é tão comum atualmente como era o carburador ou o platinado há cerca de 15 anos. Um veículo popular que sai das linhas de montagem possui ao menos cinco sensores utilizados pelo sistema de gerenciamento eletrônico do motor, os quais medem: rotação, temperaturas do líquido de refrigeração e do ar de admissão, pressão do ar de admissão e posição da borboleta de aceleração e sensor de oxigênio (sonda lambda).

Além destes, é bastante comum a presença, em veículos um pouco mais sofisticados (mas ainda classificados como populares), de sensores que indicam: a posição do pedal do acelerador, a fase do motor (isto é, em que fase – admissão, compressão, expansão ou exaustão – se encontra cada cilindro), ocorrência de detonação (fenômeno de auto-ignição do combustível, nocivo ao motor), nível do combustível no tanque, velocidade do veículo e pressão do sistema de ar condicionado.

Dois principais motivações para o uso de vários sensores em automóveis podem ser enumeradas. Em primeiro lugar, a introdução (e o constante acirramento) de requerimentos legais quanto à emissão de poluentes pelos veículos de passeio exigiu uma revolução na tecnologia de gerenciamento de motores, na qual a eletrônica digital passou a exercer papel preponderante e indispensável. Em segundo lugar, a grande concorrência que se estabeleceu no mercado nacional, principalmente no segmento popular, incentivou as montadoras a tentar obter o máximo de desempenho de seus motores, além de manter uma boa qualidade da dirigibilidade do veículo. Isto trouxe para alguns propulsores utilizados no mercado nacional praticamente a mesma complexidade dos seus equivalentes europeus.

Chamou-se de **sensores virtuais**, rotinas de *software* que, baseadas nos sinais já disponíveis para o sistema de gerenciamento de um processo (no caso, o funcionamento do motor de combustão interna, ciclo Otto, aplicado a automóveis)

são capazes de estimar o valor outras variáveis, durante a execução do processo (funcionamento do motor).

Conforme colocado em artigo da revista *Automotive Engineering* de abril de 2005 (COSTLOW, 2005) “*Software is a key differentiator as automakers race to outdo each other with innovative features*” (Software é um diferenciador crucial quando os fabricantes de veículos competem para exceder uns aos outros com características inovadoras). De fato, muitos dos obstáculos encontrados durante a aplicação de motores e componentes a um novo projeto de veículo podem ser (e vêm sendo) resolvidos através do uso inteligente de recursos da unidade eletrônica de controle (ECU). No mesmo artigo, Wolfgang Ziebart (na época do artigo, CEO da Infinition Technologies AG) complementa que “*New functions are not introduced by new hardware but by new software*” (novas funções não estão sendo introduzidas por meio de novos componentes, mas por meio de novos softwares). O artigo em questão tem o título de “*Automakers focus on soft money*”, que significa que os fabricantes procuram ganhar dinheiro de forma “leve” (“*soft*” - um trocadilho com a palavra *software* – rotina de computadores), o que é bastante aplicável à realidade nacional.

De fato, todos os fabricantes de automóveis de passeio para mercados emergentes, como o brasileiro, trabalham altamente pressionados pelo custo variável de seus produtos. Nestes mercados, o preço de venda é bastante influente na decisão de compra do veículo (elasticidade-preço da demanda). Adicionalmente, o preço final é elevado pela forte tributação (no Brasil, por exemplo, o valor médio da tributação corresponde à cerca de 27% do preço final do carro). Com isto, qualquer oportunidade de redução (ou não aumento) de custo dos veículos, por menor que possa parecer, é importante para manter a viabilidade econômica da operação.

Paralelamente, o investimento requerido para modificação de ferramentais de produção em alta escala de componentes é, na indústria automobilística, medido em centenas de milhares de reais. Qualquer alteração requerida em peças físicas (“*hardware*”) requer o dispêndio de capital por parte da montadora, a qual, normalmente, arca com o ônus dos investimentos necessários, mesmo quando se trata de uma peça produzida por um terceiro (fornecedor).

Especialmente no caso brasileiro, o cenário macroeconômico de alta taxa de juros básicos, dificulta a viabilização econômica de modificações de projeto nos motores e veículos. Isto ocorre, em primeiro lugar por causa da influência dos juros sobre a demanda, já que a maioria dos carros é vendida no mercado nacional através de crédito. A baixa demanda resulta em menores volumes de produção o que, naturalmente, impacta no custo variável dos produtos. Em segundo lugar, a taxa de juros afeta o cálculo de viabilidade econômica de qualquer investimento produtivo, o que pode ser entendido facilmente pelo conceito do “Valor Econômico Agregado”*. Sendo uma medida da atratividade de um projeto do ponto de vista econômico, este índice é calculado pela diferença entre o lucro esperado e um percentual do investimento necessário. Este percentual corresponde, no mínimo, aos juros obtidos em operações de baixo risco (como a compra de títulos do governo). Se os juros são altos (caso do Brasil, atualmente), o lucro terá de ser grande para que o valor econômico agregado pelo projeto seja positivo. Um valor agregado nulo significaria que tanto faz investir em um projeto (novo produto ou componente) ou comprar títulos do governo.

A oportunidade de solucionar problemas de aplicação de motores e componentes a veículos e de oferecer novas funções com baixo custo variável e baixo investimento pode ser exemplificada pelo seu caso mais famoso na indústria nacional: os motores “bi-combustível” (ou “*flex*”), cuja viabilidade econômica foi conseguida pela criação de um sensor virtual indicativo do tipo de combustível.

Entende-se que há várias outras oportunidades de aumento do benefício ao cliente e/ou solução de impasses de projeto pela utilização de técnicas de processamento de informações. Esta é a motivação do estudo de sensores virtuais. Através de um exemplo concreto, pretende-se neste trabalho estudar os passos necessários para a sua criação, calibração e certificação.

* Valor Econômico Agregado é a tradução para EVA (“Economic Value Added”), que pode ser calculado por $EVA = \text{Lucro operacional} - \text{Custo do Capital} * \text{Capital Investido}$. Para maiores detalhes sugere-se consultar Pettit (2000).

1.2 Objetivo

Este trabalho tem por objetivo o estudo do desenvolvimento de **sensores virtuais** aplicados ao sistema de gerenciamento de motores de combustão interna, ciclo Otto, utilizando como caso prático o desenvolvimento de um estimador para a temperatura de óleo do motor e abordando os seguintes assuntos:

- Uma metodologia para a sua proposição;
- Uma forma experimental para a calibração dos parâmetros;
- Os testes para avaliação crítica dos parâmetros de performance (como precisão e exatidão) e viabilidade do uso do modelo proposto;
- A forma de geração do caderno de encargos da montadora para os fornecedores bem como a forma de divulgação e documentação pela montadora dos recursos da Unidade de Controle Eletrônico do motor.

1.3 Desenvolvimento do trabalho

No capítulo 2 será feita uma revisão das informações disponíveis na literatura sobre o tema sensores virtuais, e taxas transferência de calor em motores de combustão interna.

O capítulo 3 visa exemplificar a criação do sensor virtual por meio da proposição de um modelo físico e um modelo matemático, a ser simplificado por hipóteses assumidas. Nesta fase, serão utilizados conceitos de termodinâmica e transferência de calor. Estes conceitos, bem como o estudo das hipóteses simplificadoras, podem ser úteis também para o desenvolvimento de outros sensores virtuais que envolvam estimação de temperaturas no motor.

No capítulo 4 são sugeridos métodos práticos de calibração dos parâmetros do modelo matemático utilizando um veículo e dinamômetro de chassi. Para tanto, são desenvolvidas fórmulas simples para obtenção destes parâmetros. Como um resultado adicional do trabalho, uma forma alternativa de levantar o balanço energético de motores de combustão interna será avaliada e criticada, especialmente no capítulo 6.

No capítulo 5 são apresentados resultados experimentais da calibração dos parâmetros. Nesta parte, é mostrada também a medição da temperatura real do óleo do motor em algumas condições de funcionamento do veículo. Simultaneamente, será feita a medição dos parâmetros que ficaram definidos no capítulo 3, como sendo aqueles necessários para estimação da temperatura do óleo. Após esta coleta de dados, é mostrado um comparativo, em algumas condições de uso, da temperatura efetiva (medida) com a temperatura virtual (estimada pelo sensor virtual).

No capítulo 6 são discutidos os possíveis usos, os riscos e limitações do modelo proposto e sua viabilidade de uso. Também é feita uma crítica ao procedimento experimental usado para calibração de parâmetros. Recomendações sobre cuidados especiais nas medições, limitações e possíveis melhorias são comentadas.

O capítulo 7 resume, a partir do exemplo vivenciado, as fases (do ponto de vista da montadora) que deveriam compor futuros trabalhos similares. Nesta parte, propõe-se a forma a ser usada pela montadora para repassar sua solicitação ao fornecedor (que desenvolve o software da Unidade de Comando Eletrônica), trata-se da elaboração do caderno de encargos da nova função, discutindo-se também uma forma de divulgação interna (à montadora) da existência da nova função e uma forma sistemática para o arquivamento de informações relativos aos recursos da Unidade de Controle Eletrônico do Motor (ECU).

Este capítulo foi introduzido pelo fato de que, atualmente, nem sempre estes recursos são conhecidos por todas as pessoas envolvidas no desenvolvimento de produto, o que pode restringir as oportunidades como aproveitamento de funções já desenvolvidas em novos projetos, geração de idéias para novas funções, uso da ECU para solução de problemas do motor que ocorrem em situações específicas de uso do veículo e geração de idéias para redução de custos.

Finalmente, o resumo das conclusões é apresentado no capítulo 8.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Não há uma literatura abundante sobre o assunto “uso de sensores virtuais” em sistemas de controle eletrônico de motores. Porém, a utilização de processamento de informação disponível no veículo para a solução de problemas específicos do funcionamento do motor não é uma técnica nova, muito embora o termo “**sensores virtuais**” não venha sendo usado com frequência no meio automobilístico.

Esse termo é mais comum em outras áreas de estudo, como na Engenharia de Controle onde existem diversos artigos que discutem o uso de sensores virtuais em aplicações de controle automático. Por isso dividiu-se a revisão bibliográfica em duas partes. Na primeira, aborda-se o assunto do ponto de vista da Engenharia de Controle, pois os sensores virtuais fazem parte de um sistema de controle. A segunda, refere-se a motores de combustão interna e as perdas de calor que neles ocorrem.

2.1 Sensores Virtuais do ponto de vista da Engenharia de Controle

Phillips; Harbor (2000) mostram como sensores estão incluídos em um sistema de controle em uma figura similar a 2.1.

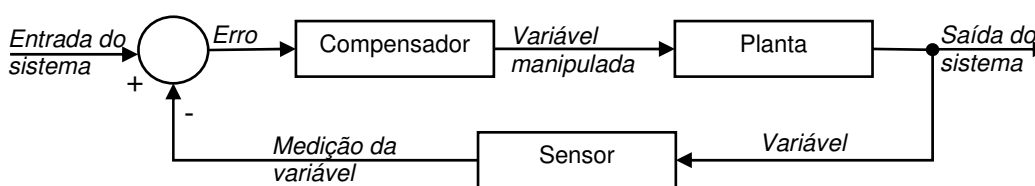


Figura 2.1: Sistema de controle tipo “malha fechada”
(PHILLIPS; HARBOR, 2002)

Esta figura mostra um sistema de controle tipo “malha fechada”, no qual os sinais de “saída” do sistema fazem parte do sinal de “entrada”. A “planta” é definida como aquela parte do sistema que se deseja controlar. Ela recebe a entrada na forma de uma variável manipulada que causa alguma alteração em seu funcionamento e na sua saída, a qual, em geral, deseja-se manter no mesmo valor da entrada do sistema. O elemento chamado “compensador” é necessário para atuar sobre a variável

manipulada de acordo com o erro entre a saída e a entrada do sistema. Ele também é conhecido como “controlador” ou simplesmente “filtro”. Neste contexto, a figura 2.1 mostra o papel do “sensor”. Para controlar qualquer variável física de saída do sistema (também chamada de sinal de saída) é preciso medi-la. Um sensor é definido como o sistema utilizado para medir a variável de interesse.

Phillips; Harbor (2000) apresentam como exemplo um sistema de controle de temperatura em uma casa, cuja função é manter a temperatura em um determinado local (“saída”) da casa próxima a um valor desejado (“entrada”), onde o sensor é um termostato, o qual fecha um interruptor elétrico quando a temperatura está muito fria e abre este mesmo interruptor quando a temperatura está muito alta. O aumento da temperatura é conseguido pela ação de um aquecedor a gás. Neste caso, a variável manipulada é o sinal elétrico que ativa o forno. Já o compensador (em um sistema bem projetado) é o dispositivo que atua sobre o erro (diferença entre o valor desejado e o valor da saída) para obter uma ação satisfatória de controle; neste exemplo, o compensador poderia ser um dispositivo que causasse um atraso na ação de ligar e desligar o aquecedor, visando evitar que ele fosse disparado e desligado com uma frequência muito alta e incômoda.

Um sistema de controle pode ser representado de várias formas. O modelo das variáveis de estado é a forma mais usual na literatura onde aparece o termo estimação de parâmetros, chamado em alguns artigos de sensores virtuais.

Franklin; Powell; Naeini (1994), Ogata (1998) e Phillips; Harbor (2000) mostram em seus livros que um sistema linear pode ser representado por um conjunto de equações diferenciais de primeira ordem que estão relacionadas umas às outras (acopladas). Estas equações são escritas na forma matricial como segue:

$$\frac{dx(t)}{dt} = A x(t) + B u(t) \quad (2.1)$$

$$y(t) = C x(t) \quad (2.2)$$

onde,

$x(t)$ = vetor de estado n -dimensional (portando x é um vetor-coluna $n \times 1$, onde cada uma linha é uma variável do tempo). $dx(t)/dt$ é o vetor ($n \times 1$) contendo a derivada de cada uma das linhas de x em relação ao tempo.

A = matriz $n \times n$, chamada de matriz do sistema.

B = matriz $n \times r$, chamada de matriz de entrada.

u(t) = vetor de entrada, $r \times 1$, composto pelas funções de entrada.

y(t) = vetor de saída, $p \times 1$, composto das saídas definidas para o sistema.

C = matriz $p \times n$, chamada de matriz de saída.

Um exemplo simples (figura 2.2) mostrado por Phillips; Harbor (2000) é o sistema com uma massa (**M**), mola (de constante **K**) e amortecedor (de constante **B**), excitado por uma força dependente do tempo $f(t)$, onde o deslocamento da massa seria a variável de saída (*output*). Um sistema deste tipo pode ser descrito pela seguinte equação diferencial ordinária:

$$M \frac{d^2z(t)}{dt} + B \frac{dz(t)}{dt} + K z(t) = f(t), \quad (2.3)$$

Onde se pode definir:

$$x_1(t) = z(t) \text{ e}$$

$$x_2(t) = dz(t)/dt. \text{ Portanto, } x_2(t) = dx_1(t)/dt.$$

Com estas definições das variáveis de estado x_1 e x_2 , pode-se escrever as equações que descrevem o sistema na seguinte forma:

$$dx_1/dt = (0) x_1(t) + (1) x_2 + (0) f(t),$$

$$dx_2/dt = (-K/M) x_1 + (-B/M) x_2 + (1/M) f(t)$$

Estas equações podem ser escritas na forma matricial padrão, conforme mostrado nas equações 2.1 e 2.2:

$$\begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{K}{M} & -\frac{B}{M} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{M} \end{bmatrix} f(t), \text{ onde} \quad (2.4)$$

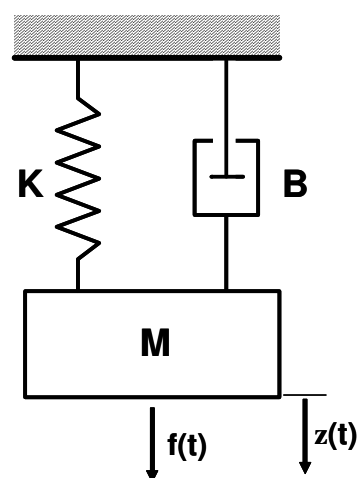


Figura 2.2: Sistema massa, mola e amortecedor

$$\text{onde } A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{K}{M} & -\frac{B}{M} \end{bmatrix} \text{ e } B = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{M} \end{bmatrix} f(t)$$

Se, por exemplo, dispõe-se um sensor que mede a velocidade da massa M , então é possível escrever:

$$\mathbf{y} = [0 \quad 1] \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix}, \text{ onde } \mathbf{C} = [0 \quad 1] \quad (2.5)$$

A estimação de estados é estudada por Ogata (1998) e Phillips; Harbor (2000) para os casos em que as variáveis de estado não podem ser medidas. Há ainda a possibilidade de apenas algumas das variáveis de estado não poderem ser determinadas diretamente. Os motivos para isto podem ser vários, inclusive o custo dos sensores físicos. Neste caso, são utilizadas todas as outras informações disponíveis sobre o sistema de forma a calcular todas as (ou algumas das) variáveis de estado. Phillips; Harbor (2000) apresentam uma figura similar à 2.3 para evidenciar o que é a estimação de variáveis de estado.

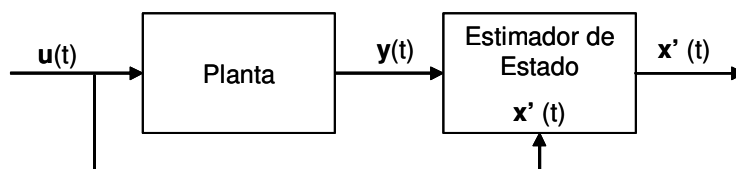


Figura 2.3: Estimação de estado (PHILLIPS; HARBOR, 2000)

Como pode ser observado na figura 2.3, todas as informações disponíveis do sistema podem ser utilizadas para a estimação de parâmetros: informações físicas da

planta (matriz \mathbf{A}), a função de entrada $\mathbf{u}(t)$, as saídas $\mathbf{y}(t)$ e, naturalmente suas respectivas matrizes \mathbf{B} e \mathbf{C} .

Ogata (1998) e Phillips; Harbor (2000) demonstram que um estimador para todas as variáveis de estado ($\mathbf{x}(t)$) é possível para sistemas lineares quando o mesmo for observável[†]. Um sistema é dito completamente observável se qualquer estado inicial $\mathbf{x}(t=0)$ puder ser determinado a partir da observação da saída $\mathbf{y}(t)$ durante um período finito de tempo, iniciado em $t=0$ e finalizado em t_1 . Ou seja, o sistema é observável se toda transição de estado afeta cada elemento do vetor de saída $\mathbf{y}(t)$. De menor interesse no desenvolvimento de estimadores de estado, o conceito de controlabilidade também é definido em ambas as referências. Um sistema é dito de estado controlável se for possível construir um sinal de controle $\mathbf{u}(t)$ que levará o sistema de seu estado inicial $\mathbf{x}(t=0)$ até um estado final conhecido (por exemplo, a origem do espaço vetorial a que pertence \mathbf{x}) em um intervalo de tempo finito.

O termo sensor virtual foi usado por Albertos; Goodwin (2002), para nomear os estimadores de estado. Os autores discutem que sua utilização é um dos fatores-chave na redução de custo de sistemas de controle, pois o custo de implementação de *softwares* é baixo, quando comparado à melhoria do *hardware*. Embora o custo de desenvolvimento do *software* possa ser alto, uma vez estando testado e validado, sua reprodução é bastante barata. Este comentário é especialmente válido na indústria automobilística, onde, em função dos altos volumes, faz sentido um maior esforço durante a fase de desenvolvimento para a obtenção de custos de produção unitários mais baixos (das ECUs – unidades eletrônicas de comando).

No mesmo artigo os autores escrevem, em relação a um sistema de controle, que um subsistema de sensoriamento (“*sensing subsystem*”) é composto de um certo número de dispositivos de medição de parâmetros brutos (tensões, resistências, etc), um processador de informação para trabalhar este sinal e um dispositivo de saída para entregar a medição requerida ao controlador digital. Portanto, o principal objetivo de um sensor (“*sensor device*”) é prover medições corretas e confiáveis do processo, o que implica:

[†] Os conceitos de observabilidade e controlabilidade foram, originalmente, introduzidos por R. E. Kalman. Para detalhes, recomenda-se Friedland (1987, p.190).

- Converter a variável mensurada (temperatura, pressão, velocidade, posição, fluxo, comportamento social, entre outros) em um sinal tratável, analógico ou discreto como, por exemplo, voltagem, corrente ou sinais digitais;
- Cobrir todo o intervalo (*range*) de interesse;
- Possuir uma relação linear;
- Reduzir o tempo de medição e eliminar atrasos temporais (*time delay*);
- Obter a exatidão requerida;
- Evitar ruídos (*noise*) e desvios (*drift*);
- Detectar o mau funcionamento do dispositivo;
- Minimizar custos de manutenção.

Sistemas de sensoriamento comuns podem incluir linearização interna, filtros, etc., a fim de transformar a variável percebida numa forma adequada para a sua transmissão. No entanto, por mais sofisticado que seja, na melhor das hipóteses, o que se pode conseguir de um sistema de medição comum é obter um sinal de saída sem atrasos, sem a influência de ruídos ou de distúrbios externos. Por sua vez, a disponibilidade de processamento de informação pode ampliar a finalidade de um sistema de aquisição de dados, incluindo o tratamento da informação, fusão de sensores, estimação de estado, predição, detecção de falhas e isolamento, autocalibração e melhoria do intervalo (*range*) de atuação.

Para Albertos; Goodwin (2002), um sensor virtual é composto por sensores físicos e suas respectivas equações que relacionam seus sinais com a saída do sistema de controle e a dinâmica do sistema. Um sensor virtual para as variáveis \mathbf{z} seria um modelo baseado em $\mathbf{y}(t)$ (aquilo que se consegue medir) e $\mathbf{x}(t)$ (informações do sistema) que fizesse a estimativa (\mathbf{z}') de \mathbf{z} tal que o erro $\mathbf{z}' - \mathbf{z}$ seja o menor possível. Os autores desenvolvem condições necessárias para que haja a estabilidade do erro do sensor virtual e preocupam-se em estudar a sensibilidade de $\mathbf{z}' - \mathbf{z}$ em relação ao estado inicial do sistema ($\mathbf{x}(t=0)$) e ruídos inerentes ao sistema de controle e às medições das saídas $\mathbf{y}(t)$ deste sistema.

Exemplos de aplicação de Sensores

Virtuais:

Os autores mencionam vários exemplos de aplicação de sensores virtuais, sendo alguns comentados abaixo.

Wang; Chessari; Karpitel apud Albertos; Goodwin (2002) mostraram a possibilidade de relacionar parâmetros de qualidade de um processo de fabricação de alimentos por extrusão (por exemplo, densidade e umidade no meio da massa), os quais eram difíceis de medir durante (*on-line*) o processo, mas fáceis de medir após o produto pronto (*off-line*), com variáveis mensuráveis do processo de fabricação como fluxo de alimentação de água, velocidade do parafuso de extrusão, energia mecânica específica e torque do motor. Uma vez criada a modelagem, ela pôde ser usada como um sensor virtual para medir *on-line* os parâmetros importantes do processo.

Outro exemplo de uso de sensores virtuais é mostrado no trabalho de Edwards et al. (1995) apud Albertos; Goodwin (2002). Neste artigo, os autores tratam da estimativa de espessura da laminação de metais conforme mostrado na figura 2.4. O atraso de transporte entre o cilindro de laminação e o ponto de medição da espessura de saída da chapa prejudica o controle de qualidade do processo. Porém o parâmetro h entre os cilindros é de difícil medição direta.

A espessura da chapa antes da laminação H é fácil de medir não sendo afetada por atrasos no controle do processo. Desta forma, considerando que a largura da tira antes e depois da laminação é a mesma, então, pela conservação de massa pode-se escrever: $H(t).V(t) = v(t).h(t)$, onde V e v são, respectivamente, as velocidades de entrada e saída da tira. Um sensor virtual para a espessura $h(t)$ seria então $h(t)=H(t).V(t)/v(t)$. Segundo os autores, este tipo de aplicação é bastante usado na prática.

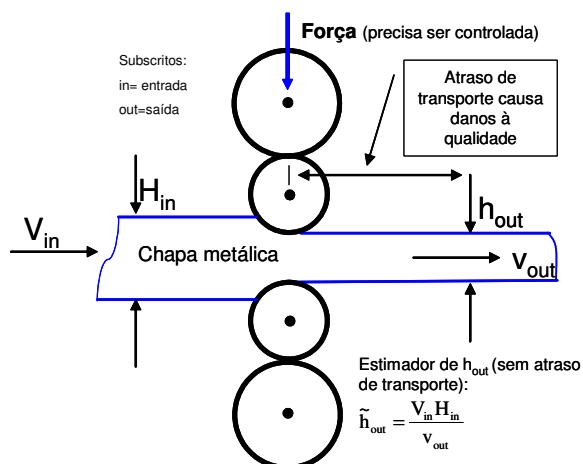


Figura 2.4: Laminador,
(ALBERTOS; GOODWIN, 2002)

Rallo et al. (2002) estudaram a utilização de sensores virtuais para inferir propriedades de produtos manufaturados através de variáveis reais do processo.

Ankara et al. (2004) propuseram um sensor virtual para discriminação rápida de hidrogênio, monóxido de carbono e umidade baseado no sinal emitido por sensor descrito como *Si-micromachining*. Segundo os autores a baixa inércia térmica deste tipo de sensor possibilita a rápida variação de sua temperatura de operação. Desta forma, a utilização de um ciclo térmico (o sensor trabalha cerca de 200 mili segundos em cada temperatura) permite a identificação seletiva da concentração de gases como hidrogênio e monóxido de carbono útil para a rápida detecção de vazamentos, por exemplo, em veículos movidos a célula de combustível.

Gustafsson et al. (2001) propuseram a utilização de sensores virtuais para a determinação da pressão e do atrito (em relação ao solo) de pneus. Através de medição precisa do sinal de rotação das rodas do veículo e características do sistema, é possível inferir estes dois parâmetros.

Para estimar o atrito (e avisar o motorista de uma condição perigosa de baixa aderência), são medidas as velocidades angulares de cada roda bem como o torque do motor (através de algum indicador, como o tempo de injeção ou a pressão no coletor de admissão). A partir destes valores, são determinados valores normalizados de força trativa e escorregamento de roda, cujos sinais passam por um filtro de Kalman[‡] que adapta uma relação linear entre os valores medidos (o autor informa que uma relação linear entre estes fatores é uma boa aproximação para baixos valores de escorregamento). O coeficiente angular desta reta é então comparado a valores pré-calibrados para vários tipos de pista, o que permite ao sistema identificar em qual tipo de pista sobre a qual o veículo está transitando, e avisa o motorista sobre o risco de baixo atrito.

Formas de indicação de pressão dos pneus são, segundo os autores, objeto de diversos artigos e mais de 40 patentes. Dentre aquelas que utilizam a medição indireta (através de sensor virtual), dois métodos principais são utilizados:

1. Análise de vibração torsional (sinal da variação da velocidade angular), utilizando o fato da borracha reagir como uma mola quando excitada pela

[‡] O filtro de Kalman é o estimador de estado ótimo para sistemas contendo ruídos brancos na equação do sistema e na saída. Para maiores informações recomenda-se Friedland (1987).

rugosidade da estrada. Neste caso, o pneu é visto como um certo número de sistemas mola-amortecedor conectados, cuja frequência característica está entre 40 e 50 Hertz. Uma redução da pressão causaria a mudança deste valor característico, podendo ser utilizada como sensor virtual de baixa pressão.

2. Medição e comparação do raio do pneu por meio da monitoração da função $w_1/w_2 - w_3/w_4$, onde os w_i são as velocidades angulares das rodas (1=dianteira esquerda, 2=traseira esquerda, 3=dianteira direita e 4=traseira direita). Deve-se observar que esta função é nula quando o veículo estiver rodando em linha reta ou segmentos de circunferência. Se o raio de um pneu diminuir, o valor da função será alterado, servindo como um indicativo de uma possível perda de pressão.

Gospodaric e Iamandi (1999) chamam a atenção para a possibilidade de aproveitamento de motores elétricos, presentes em grande número nos automóveis atuais, para criação de sensores virtuais para a diagnose de defeitos em sistemas do veículo. A idéia genérica é conhecer sinais característicos dos atuadores elétricos como corrente, tensão, campos magnéticos e outros e utilizar sua variação quando um defeito no motor elétrico ou no sistema em que ele atua começar a se pronunciar.

As possibilidades de utilização destes sensores são diversas, podendo ser divididas em diagnoses *Off-Board* e *On-Board*. No primeiro caso, pode-se determinar, com peças novas, parâmetros característicos de funcionamento a fim de refinar o efeito de materiais e tolerâncias e melhorar o controle de qualidade das peças produzidas. Com peças usadas estes parâmetros podem servir, por exemplo, para caracterizar modos de falha em garantia. Observe-se que estes procedimentos se aplicariam também a sistemas completos. No caso da diagnose *On-Board*, ou seja, com o componente montado em seu sistema e este montado em seu veículo em condição de uso, sensores virtuais podem ser usados para reconhecimento de estados não admissíveis de funcionamento e para provocar o alerta.

Monnerat et. al (1999) descreveram a possibilidade de desenvolver um “sensor lógico” para determinação da relação estequiométrica de misturas de álcool hidratado (etanol com até 7% de água) combustível e gasool (gasolina usada no mercado brasileiro, constituída de 22% de etanol anídrico e 78% de gasolina pura)

através do processamento da informação do sensor de oxigênio disponível em carros com sistema de gerenciamento da injeção de combustível tipo malha fechada (*close-loop*). O conceito apresentado teve grande participação na viabilização do veículo bicombustível para o mercado nacional.

Damasceno, co-autor do artigo acima (MONNERAT et al., 1999), citou outros exemplos de sensores virtuais usados no controle de motores (informação pessoal). São eles:

- Sensor de fase do motor (admissão, compressão, expansão, exaustão);
- Sensor de temperatura do líquido de refrigeração (substituição de sinal incompatível do sensor físico);
- Sensor de torque do motor;
- Sensor de temperatura do catalisador.

2.2 Taxas de rejeição de calor em motores de combustão interna

Conforme mencionado por Phillips; Harbor (2000), o desenvolvimento de modelos de sistemas físicos envolvidos corresponde de 80 a 90% do esforço requerido para o projeto e a análise de sistemas de controle.

Portanto, como o objetivo deste trabalho é o estudo do desenvolvimento de sensores virtuais aplicados ao gerenciamento do motor através de um exemplo prático (estimador da temperatura do óleo), faz-se necessário revisar as publicações

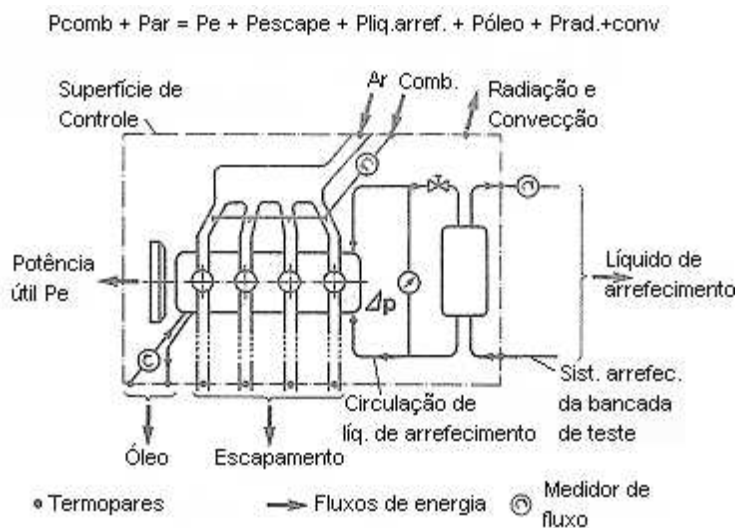


Figura 2.5: Modelo de bancada para determinação do balanço energético (GRUDEN et al., 1989).

existentes relativas ao balanço energético e ao fluxo de calor em motores, principalmente aquelas que trazem estudos sobre relações entre estes fluxos e as variáveis de operação do motor, cuja medição seja comum para os sistemas de gerenciamento dos motores modernos.

Gruden; Küper; Porsche (1989) através de pesquisa realizada com um motor de ignição por centelha (a gasolina) de quatro cilindros e 2,5 litros de cilindrada, fornecem diversos diagramas mostrando, em função da rotação do motor (virabrequim) e da pressão média efetiva, a taxa de energia fornecida ao motor (calculada por meio do consumo de combustível) e a potência efetiva obtida dele. Como as perdas são grandes (a eficiência não supera os 35%), os autores mostram a pesquisa realizada para determinação das perdas ocorridas.

Para tanto, os autores utilizaram um aparato experimental similar ao mostrado na figura 2.5 e, a partir dele traçaram diagramas que mostram a taxa de calor para o gás de escape, para o líquido de refrigeração do motor e para o óleo. Este último é interessante reproduzir aqui, pois mostra como varia esta taxa em função de dois importantes parâmetros de operação do motor, a rotação e a carga, esta última, representada pela pressão média efetiva.

Influência de parâmetros de operação: Como pode ser visto na figura 2.6, para o motor em uma bancada dinamométrica, a potência dissipada para o óleo de lubrificação é bastante dependente da rotação do motor. Sua dependência com relação à carga (ou pressão média efetiva) já não é tão forte.

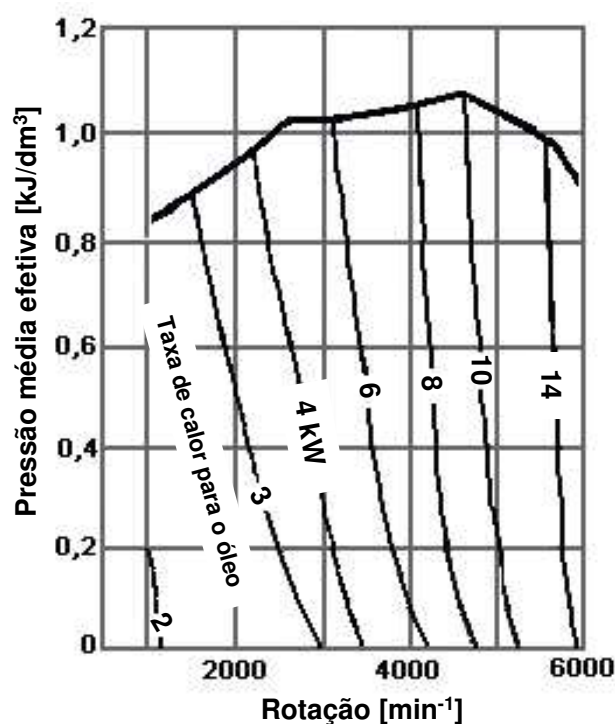


Figura 2.6: Energia dissipada para o óleo de lubrificação (GRUDEN et al., 1989).

Influência de fatores construtivos: através de experimentos em um outro motor (2,0L de cilindrada, também de quatro cilindros), os autores puderam investigar a influência de parâmetros construtivos sobre o balanço energético dos motores. A conclusão foi que a distribuição das perdas de calor não é afetada de forma significativa pelo uso de alumínio ou ferro fundido como materiais de construção do bloco do motor.

Considerando um bloco de ferro fundido e comparando o desempenho de cabeçotes de alumínio e ferro fundido, obteve-se uma diferença favorável para o primeiro, uma vez que sua temperatura de trabalho mais baixa permitiu, principalmente em altas cargas, uma melhor escolha do ângulo de ignição, reduzindo a entalpia dos gases de escape. As perdas de calor para o óleo não sofreram alterações significativas.

O uso de revestimento de cerâmica nos pórticos de exaustão do cabeçote também foi investigado pelos autores. O resultado foi um aumento da temperatura dos gases de escape entre 30 e 40 °C, com aumento da quantidade de energia perdida pelo escape na forma de temperatura, que foi contrabalançada pela redução da parte química (hidrocarbonetos não queimados e monóxido de carbono). As outras taxas de calor permaneceram sem alteração significativa.

Curiosamente, ao comparar motores refrigerados a ar e a água, os autores também não encontraram diferenças relevantes nos fluxos de calor. Porém, a partir dos gráficos apresentados no texto, é possível notar uma diferença no fluxo de calor para o óleo, o qual é maior no motor refrigerado a ar, conforme esperado.

Deve ser observado que, em seu trabalho, Gruden; Kueper; Porsche (1989) não levaram em consideração parâmetros importantes para a temperatura do óleo. Os próprios autores reconhecem isto ao mencionar que

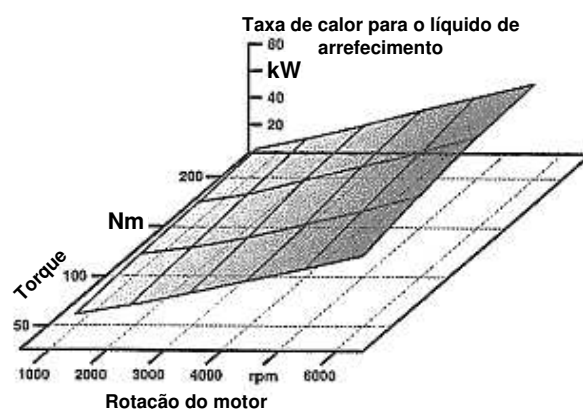


Figura 2.7: Taxa de calor para o líquido de arrefecimento de um motor ciclo Otto 3,5L (SEBBESSE, 1998).

não foram feitas medições durante a fase de aquecimento do motor, a qual certamente tem influência decisiva sobre a divisão das perdas de calor no motor. Deve-se acrescentar a isto o fato de que, em um veículo de passeio, existe ainda o fator velocidade que auxilia a rejeição de calor do motor e cujo impacto não foi considerado.

Sebbesse et al. (1998) apresentam resultados similares para as perdas de calor de um motor de ignição por centelha 3.5L de seis cilindros para o líquido de arrefecimento e para o óleo, em função da rotação e da carga (expressa em termos do torque do motor). Mantendo a temperatura do óleo e do líquido de arrefecimento

em 80°C, observa-se que o calor rejeitado para o líquido de arrefecimento varia de forma praticamente linear com a rotação do motor e com o torque do motor, embora a dependência deste último seja menor (figura 2.7).

Para o mesmo motor, funcionando nas mesmas condições, a taxa de calor rejeitada para o óleo é apresentada em um diagrama similar (figura 2.8). Os autores chamam a atenção, neste caso, para o fato de que enquanto a taxa de calor para o óleo cresce linearmente, sua dependência com relação à rotação é progressivamente maior. Eles informam que a dependência da taxa de calor para o óleo com a rotação segue a mesma forma do

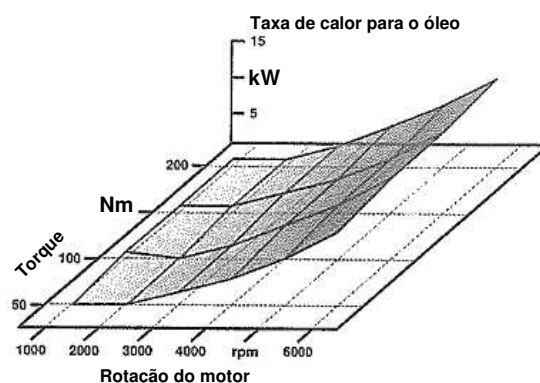


Figura 2.8: Taxa de calor para o óleo de um motor ciclo Otto de 3,5L (SEBBESSE et al., 1998).

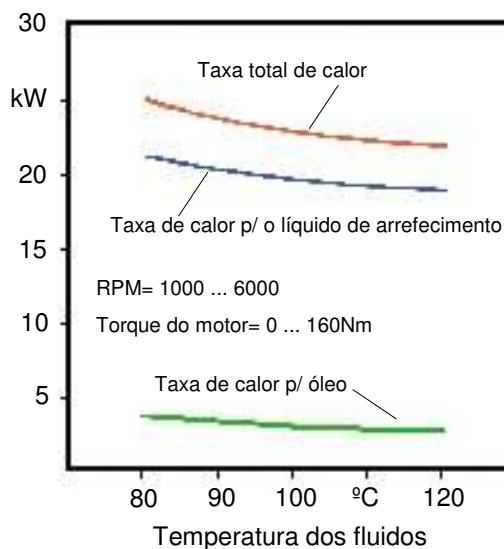


Figura 2.9: Taxa de calor para o liq. de arrefecimento e para o óleo de um motor ciclo Otto 1,8L (SEBBESSE et al., 1998).

crescimento da potência de atrito do motor em relação a este mesmo parâmetro, concluindo que parte crucial desta energia advém do atrito do motor. A referência acrescenta ainda informação importante para a construção de um modelo para estimar a temperatura do óleo durante o funcionamento do motor ao mostrar, para um motor 1,8L (supostamente também ciclo Otto), a variação das taxas de calor para o líquido de arrefecimento e para o óleo com relação à temperatura destes fluidos (figura 2.9). Conforme esperado, a taxa de calor para ambos os fluídos diminui à medida que aumenta sua temperatura uma vez que o potencial de transferência de calor entre a carga dos cilindros e os fluidos diminuem. A magnitude da rejeição de calor para o líquido de arrefecimento se mantém entre 5.3 a 5.9 vezes maior que para o óleo.

Sebbesse et al. (1998) obtiveram seus dados de testes em bancada e acrescentam que os fluxos de calor medidos variam em função do tipo de circulação de ar em torno do motor e da temperatura do ar ambiente, o que pode diferenciar as taxas reais que ocorrem em veículos daquelas medidas em uma bancada de testes. No caso das figuras 2.6 a 2.8, o cárter do motor, bem como o filtro de óleo, foram isolados termicamente. O fluxo de ar em torno do motor foi ajustado conforme necessidade da própria bancada de testes. A temperatura do ar de admissão é outro parâmetro considerado importante para os autores, que no caso das figuras 2.6 e 2.7 foi mantida em 50°C. A temperatura do ar de admissão afeta o funcionamento do motor por meio da ação do seu sistema de gerenciamento.

Em resumo, seis parâmetros são relacionados pelos autores como decisivos para as taxas de calor no motor:

- Torque gerado pelo motor (carga);
- Rotação;
- Temperatura do ar de admissão;
- Temperatura do líquido de arrefecimento;
- Temperatura do óleo de lubrificação e
- A perda de calor pela superfície.

Trapy; Damiral (1994) estudaram como se desenrola o aquecimento do sistema de lubrificação de motores automotivos a ignição por centelha. Este texto é

importante para o presente trabalho, pois elucidada como se processa a transferência de calor para o óleo durante a fase transiente de aquecimento do motor.

Os autores mostram que o fator de maior influência sobre a velocidade de elevação da temperatura do óleo é, também nesta fase, a rotação do motor. Para o motor utilizado (de 4 cilindros, 1721 cm³ de cilindrada e potência máxima de 66 kW), funcionando a partir da temperatura ambiente com 3000 RPM e 10Nm de carga, precisou-se de cerca de 4,5 minutos para atingir 70°C. Ao ser aquecido a 1000 RPM (com a mesma carga), precisou-se de 12 minutos para atingir a mesma temperatura.

A influência da carga já não foi considerada tão importante: funcionando a 2000 RPM com 60 e 10 Nm de torque, a diferença de tempo necessária para atingir temperatura do óleo de 70°C foi de aproximadamente um minuto.

Outra conclusão dos autores, de interesse para este trabalho, é a influência da quantidade de óleo no cárter. Nos trabalhos de desenvolvimento de motores atualmente, busca-se um tempo de aquecimento do motor mais curto, em função do acirramento das legislações de emissão de poluentes, especialmente em relação aos hidrocarbonetos não queimados (HC). Quanto mais rápido o aquecimento, menor a emissão de HC na fase fria do funcionamento. Isto permite tecnologias mais simples para os catalisadores (por exemplo, menores cargas de metais preciosos), o que representa redução de custo. Por isso, muitos engenheiros automotivos acreditam ser a redução do nível de óleo no cárter uma solução de duplo efeito positivo: reduz a massa a ser aquecida (melhorando o *warm-up* e talvez o custo do catalisador) e reduzindo o custo da quantidade de óleo colocada em cada motor. Infelizmente, a conclusão dos autores não corrobora esta esperança. A redução de 1,5 litros de óleo no cárter (43% do total) provocou uma redução de apenas 1,5 minuto no tempo de estabilização da temperatura (6,5% do total). Esta solução, se adotada, deve ser feita com a redefinição do período de manutenção.

Trapy, Damiral (1994) mostram ainda a grande diferença de velocidade de aquecimento do líquido de arrefecimento e do óleo. Quando o motor de teste foi colocado em aquecimento a 2000 RPM e 10 Nm, o primeiro levou cerca de 7 minutos para atingir a temperatura de abertura da válvula termostática (95°C),

enquanto o lubrificante levou o dobro do tempo para atingir temperatura de estabilização (97°C).

A explicação para tanto foi investigada pelos autores (vide figura 2.10): para o motor de teste, sendo aquecido a 2000 RPM e 10Nm, a eficiência térmica foi de apenas 9%. O motor perdeu 25% da energia pelo escape, 13% através de atrito e 53% por transferência de calor da câmara de combustão para suas paredes.

O calor perdido através das paredes dos cilindros deveria ser usado para aquecimento do motor. Porém, foi constatado que apenas 48% desta energia foi aproveitada para aquecimento do motor (32% para o metal, 12% para o líquido de refrigeração e 4% para o óleo), sendo que a maior parte (52%) foi simplesmente perdida para o ambiente (figura 2.10).

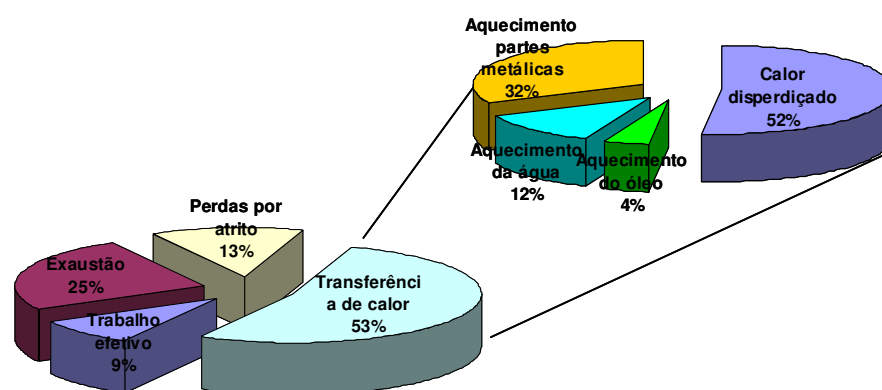


Figura 2.10: Balanço térmico de motor e uso do calor durante o aquecimento. Motor funcionando a 2000rpm e com 10Nm (TRAPY; DAMIRAL, 1994).

Kaplan; Heywood (1994) apresentaram um modelo para previsão da temperatura de componentes e emissão de hidrocarbonetos não queimados (HC) durante o processo de aquecimento de motores de ignição por centelha. Neste trabalho, os autores propõem tratar o motor, do ponto de vista de transferência de calor, como um conjunto de massas concentradas, com capacidades térmicas definidas, que trocam calor entre si. Além disto, os fluxos de óleo e de líquido de arrefecimento são tratados como unidimensionais.

Essas hipóteses são de interesse para o presente trabalho, pois o conjunto cárter (contendo óleo), biela e virabrequim é tratado como um único corpo, não

havendo distinção da temperatura entre eles. A figura 2.11 mostra como os autores dividiram o motor e como eles explicam as transferências de calor que nele ocorrem. Cabe aqui um resumo deste processo, uma vez que seu entendimento é importante para facilitar a discussão das hipóteses simplificadoras que deverão ser feitas para propor o modelo de previsão da temperatura do óleo (objeto deste trabalho).

Kaplan e Heywood (1994) explicam então que o calor proveniente da combustão entra na estrutura do motor através das paredes dos cilindros ($Q_{paredes}$), paredes da câmara de combustão no cabeçote ($Q_{cabeçote}$) e pelos pistões ($Q_{pistões}$). Parte do calor da combustão que chega aos pistões chega ao bloco através dos anéis e saias dos pistões ($Q_{anéis\ e\ saia}$). O calor gerado pelo atrito dos pistões e anéis é admitido ser absorvido para as paredes dos cilindros no bloco ($Q_{atrito\ dos\ pistões}$). O cabeçote recebe, além de parte da energia da câmara de combustão, a energia do sistema de exaustão ($Q_{exaustão}$) e da fricção do acionamento das válvulas ($Q_{trem\ de\ válvulas}$). Deve ser notado que foi desprezada a transferência de calor entre bloco e cabeçote, segundo os autores por efeito isolador da junta existente entre estas partes do motor.

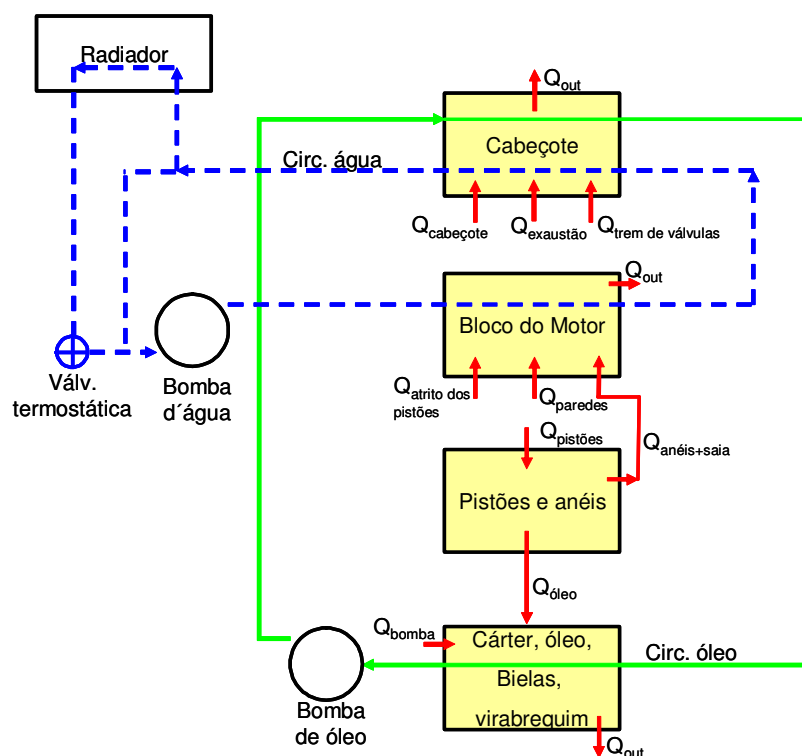


Figura 2.11: Trocas de calor no motor (KAPLAN; HEYWOOD, 1994)

A parte do calor recebido pelos pistões que não segue via anéis e saia para o bloco é repassada às bielas e ao virabrequim. O óleo que fica sob a parte inferior dos pistões recebe calor destes e escorre para o cárter. Como o virabrequim é considerado termicamente como parte da “massa concentrada” do cárter, o calor gerado pelo atrito nele é incluído no cárter. Estas energias são representadas por $Q_{\text{óleo}}$. Pelo modelo da figura 2.11, o óleo recebe (ou cede, dependendo da temperatura do fluido) ainda energia no cabeçote. Como mostra a figura 2.11, é assumido que o óleo perde calor para o ambiente apenas pelo cárter.

Os autores fazem ainda a hipótese de que o calor gerado por atrito na operação da bomba de óleo (Q_{bomba}) pode ser, com baixa margem de erro, adicionado a este fluido. Isto é válido também para a bomba d'água. Estes líquidos transferem parte do calor do bloco e do cabeçote, o qual será dissipado para o ambiente no radiador ou na superfície do cárter.

Outra afirmação de interesse do trabalho de Kaplan; Heywood (1994) refere-se à possibilidade de considerar parte do motor como massas concentradas. Para isso, os autores mencionam que há pouca diferença de temperatura entre partes internas e externas tanto do bloco como do cabeçote (temperaturas inferiores a 10°C). Os autores informam ainda que o número de Biot para cada componente foi determinado como sendo menor que 0,1, o que tornaria válida a hipótese de considerar o motor dividido em massas concentradas.

O número de Biot, segundo Kaplan; Heywood (1994) pode ser calculado pela equação:

$$Bi = \frac{hd}{k}$$

h é o coeficiente de convecção do corpo em questão, d o comprimento característico e k , a condutividade térmica. Um melhor entendimento do sentido físico do número de Biot é dado por Özisik (1985):

$$Bi = \frac{h}{k/d} = \frac{\text{Coef. transferência de calor na superfície do corpo}}{\text{Condutância interna do sólido ao longo de } d}$$

Nesta definição, o comprimento característico d pode ser determinado como a razão entre o volume e a área externa do corpo em questão.

Quanto menor for o número de Biot, mais rápida será a equalização da temperatura entre os pontos do corpo considerado, fazendo com que a variação de temperatura, em uma situação transiente, se dê igualmente em todos os pontos deste corpo. Naturalmente, isto facilita o estudo dos transientes de temperatura, uma vez que a variável envolvida passa a ser apenas o tempo.

Assim como em outras referências bibliográficas, Kaplan; Heywood (1994) determinaram, através do modelo de massas concentradas proposto, que os fatores preponderantes para a taxa de aquecimento dos componentes são os parâmetros de operação (especialmente rotação e carga). O aquecimento mais demorado do óleo (isto é, da massa concentrada cárter, óleo, bielas e virabrequim) foi explicado pelo fato dele receber calor por processos secundários, não havendo transferência direta da câmara de combustão, como ocorre com o bloco e o cabeçote. A taxa de transferência de calor para o óleo cresce apenas, quando a temperatura dos outros componentes aumenta.

Por meio do modelo teórico desenvolvido os autores calcularam a variação da taxa de transferência de calor das “massas concentradas” ao longo do aquecimento do motor. Neste resultado, os autores mostram que há uma variação do comportamento da transferência de calor envolvendo o óleo. Por exemplo, no cabeçote, com o motor frio, o óleo recebe calor, ao contrário do líquido de arrefecimento, que recebe calor do bloco e acaba aquecendo o cabeçote. Após a abertura da válvula termostática, o líquido de arrefecimento passa a receber calor e a transferência de calor ao óleo passa a diminuir (figura 2.12). Os resultados do modelo teórico foram comparados em sua tendência com os dados de uma outra referência

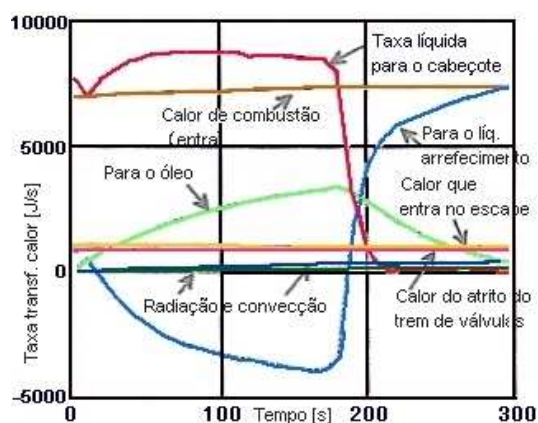


Figura 2.12: Taxas de transferência de calor através do cabeçote durante o aquecimento do motor (KAPLAN; HEYWOOD, 1994)

bibliográfica, onde foi medido o aquecimento de peças com um motor em bancada. Não foi possível concluir pelo artigo de Kaplan e Heywood (1994), se houve sucesso na sua estimativa quantitativa da temperatura dos componentes.

Conforme visto nos parágrafos anteriores, a influência dos parâmetros de operação dos motores são preponderantes para a rejeição de calor dos mesmos. Alkidas (1994) estudou e resumiu o efeito destes parâmetros sobre a rejeição de calor para o líquido de arrefecimento e para o óleo. Seu trabalho foi feito em um motor ciclo Otto, de 4 cilindros com 2,26 cm³ de deslocamento e taxa de compressão de 10,0:1.

O autor estudou o efeito dos seguintes parâmetros: rotação (RPM), pressão no coletor de admissão (MAP), avanço de ignição (SPK) e relação ar-combustível (AF). Além destes parâmetros a influência do fluxo de líquido de arrefecimento e de sua temperatura foram observados. Os efeitos da utilização de etileno-glicol puro como líquido de arrefecimento (em lugar da tradicional mistura com água com 50% de concentração, em volume) também foram investigados, porém estão fora do escopo deste trabalho. Apesar do resultado qualitativo já ser conhecido, o artigo do autor informa relações de dependência quantitativas da rejeição de calor com relação aos fatores acima. Acredita-se ser interessante resumi-las com algumas afirmações do autor:

- 1) A dependência do calor rejeitado ao líquido de arrefecimento Q_c foi correlacionada a fatores operacionais relacionados pelo seguinte conjunto de equações apresentados na tabela 2.1.

Tabela 2.1: Correlação do calor rejeitado para o líquido de arrefecimento $Q_c=Q_c(RPM, MAP, SPK, AF)$ (ALKIDAS, 1994)

Nº de dimensões	Variáveis	Modelo de Regressão Linear	Coefficiente de correlação R ²
1	RPM	$Q_c=7,367(RPM) + 2605$	90%
2	RPM, MAP	$Q_c=7,010(RPM) + 91,20(MAP)-4447$	96%
3	RPM, MAP, SPK	$Q_c=7,578(RPM) + 84,30(MAP)-92,00(SPK) - 3521$	97%
4	RPM, MAP, SPK, AF	$Q_c=7,591(RPM) + 93,02 (MAP)-92,73(SPK) + 211,9(AF) - 7124$	97%

- 2) Como visto na tabela 2.1, 96% da variação do calor transferido ao líquido de arrefecimento pode ser explicado por dois fatores: RPM e MAP, os quais podem ser resumidos em apenas um, o fluxo de combustível para o motor (\dot{m}_g), através da seguinte relação de correlação: $Q_c = 1076[\dot{m}_g]^{0,6}$.
- 3) A rejeição de calor para o óleo foi de aproximadamente um terço da rejeição de calor para a água.
- 4) O aumento da temperatura média da estrutura do motor foi de 0,85°C para cada 1 °C de aumento na temperatura de entrada do líquido no motor.
- 5) Um aumento de 0,11° nesta mesma temperatura média foi observado para cada 1 litro/minuto de redução no fluxo de refrigerante através do motor.

Quanto à influência da temperatura e do fluxo de líquido de arrefecimento sobre os fluxos de calor, o autor fez outra interessante observação, quando mostrou que o aumento da temperatura do líquido de arrefecimento (na entrada do motor) causa efeitos diferentes sobre os fluxos de calor para o óleo e para o próprio refrigerante (figura 2.13).

Conforme mostra a figura, o fluxo de calor para o refrigerante diminui, o que é facilmente entendido, pois a diferença de temperatura entre os gases e o líquido (que constitui o potencial em qualquer transferência de calor) fica menor. O óleo por sua vez passa a receber mais calor, pois, conforme o autor, ele constitui um caminho paralelo para a saída de calor da câmara de combustão. Uma vez que o

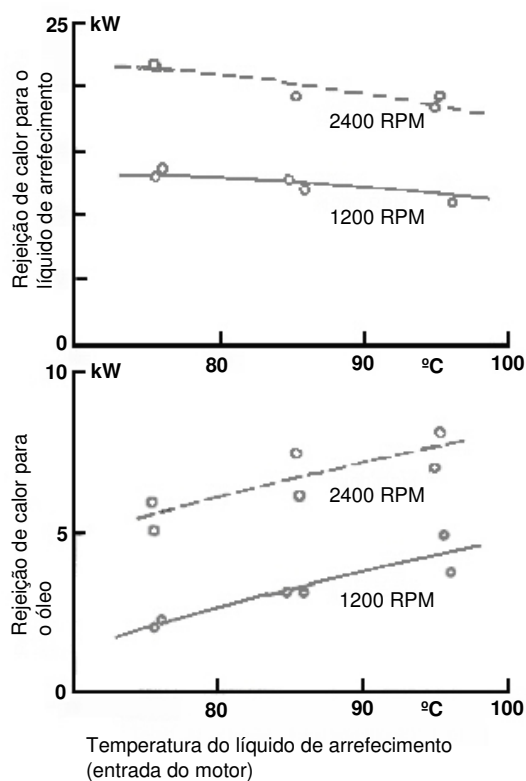


Figura 2.13: Taxa de transferência de calor para o óleo e para o refrigerante em função da temperatura de entrada do refrigerante. Temp. Óleo = 85°C, Plena Carga, AF=12,5(ALKIDAS, 1994)

caminho principal (refrigerante) oferece maior “resistência”, o fluxo de calor aumentaria no canal secundário (óleo).

Comentários finais:

Não foi encontrada nenhuma referência bibliográfica que tratasse especificamente da criação de um sensor virtual para determinação de temperatura do óleo de motor automotivo. Porém, as referências sobre a rejeição de calor por motores são úteis para nortear a investigação da viabilidade de um modelo físico simplificado, pois elas informam quais parâmetros são relevantes e devem ser consideradas no modelo proposto.

Deve ser lembrado que as referências encontradas consideraram motores em banco de provas. No caso deste trabalho, há o interesse de se estimar a temperatura do óleo no veículo, no qual, devido à variação constante de velocidade, diferentes coeficientes de troca térmica do motor com o ambiente podem ocorrer.

3. APRESENTAÇÃO DO MODELO PROPOSTO

Neste capítulo será apresentado:

- como está configurado o sistema de lubrificação do motor utilizado como exemplo neste trabalho;
- uma proposta de modelo físico para este sistema;
- as hipóteses simplificadoras deste modelo com comentários;
- opções de modelos matemáticos para determinação da temperatura do óleo.

3.1 Sistema de lubrificação do motor

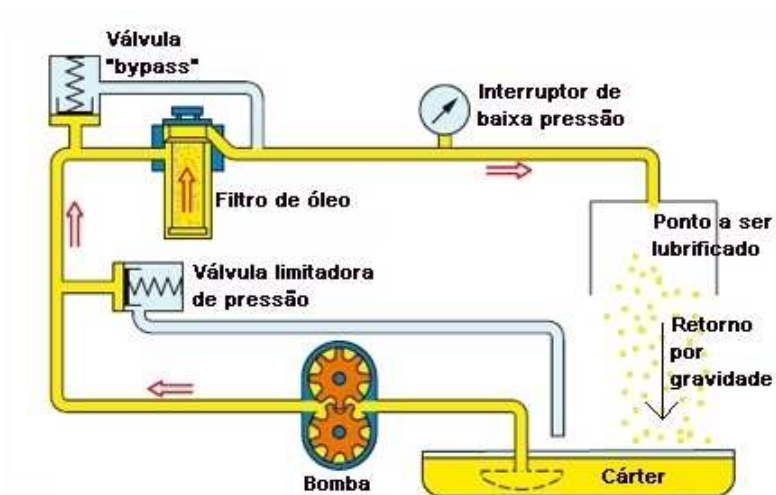


Figura 3.1: Desenho esquemático do circuito de óleo

Os sistemas de lubrificação de motores automotivos convencionais é bastante simples. Para este trabalho, utilizou-se um motor específico, o Volkswagen EA-111 de 1,6 litros de cilindrada (especificações na tabela 3.1). Ele possui um sistema de lubrificação típico para sua categoria (figura 3.1). O óleo é retirado do cárter (parte mais baixa

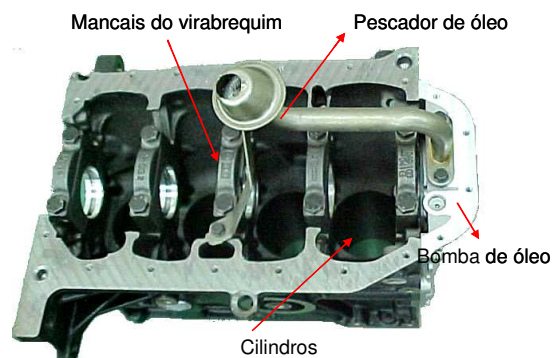


Figura 3.2: Foto da parte inferior do bloco do motor, mostrando detalhe do pescador de óleo

do motor) através de um tubo pescador (figura 3.2) por uma bomba e enviado, através de um canal no bloco, ao filtro de óleo (figura 3.3). Este se encontra fixado diretamente ao bloco.

O óleo penetra em sua parte externa (junto à carcaça), passa por um elemento de papel (filtro) na direção radial e deixa a carcaça do filtro pela sua parte central,

voltando ao bloco. Ele segue então para os mancais do virabrequim (parte inferior do motor) e para a o cabeçote do motor a fim lubrificar os mancais do comando e manter pressurizados os tuchos do sistema de válvulas por balancins rosetados (chamado de *Rollenschlepphebel*, ou simplesmente RSH). Em uma das extremidades do canal de óleo do cabeçote, encontra-se um sensor (na verdade um interruptor) de pressão, o qual deverá acionar um alarme no painel, caso a pressão neste ponto baixe de 0,5 bar.

Para a lubrificação dos mancais e pressurização de tuchos, o óleo é forçado a vencer restrições, perdendo carga. A parcela que lubrificou o virabrequim cai por gravidade novamente no cárter. Já a parte que subiu ao cabeçote escorre através de orifícios no cabeçote, passa pelo bloco, e retorna, também ao cárter, completando o ciclo.

O cárter é um reservatório de óleo na parte inferior do motor. No EA-111 1,6 este componente é constituído de duas partes: uma estrutura de alumínio fundido que oferece pontos de fixação à caixa de câmbio do veículo, aumentando a rigidez (e as frequências naturais) do conjunto moto-propulsor; e uma chapa de aço estampada no formato de concha que dá profundidade ao cárter e tem a capacidade de

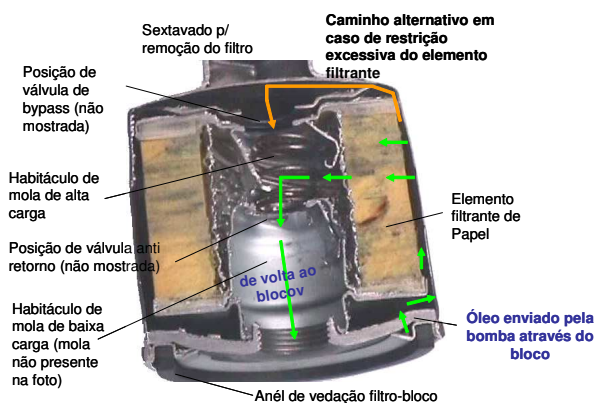


Figura 3.3: Foto de filtro de óleo cortado de motor Volkswagen EA-111 1,6

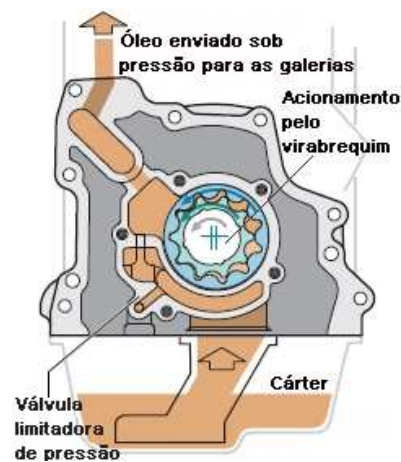


Figura 3.4: Esquema da bomba duocêntrica

receber impactos de pedras sem trincar (o que seria mais difícil com o alumínio fundido), dispensando os usuais protetores de cárter. Este sistema de duas peças é chamado de cárter híbrido (figura 3.5).

A bomba de óleo (figura 3.4) é acionada diretamente pelo virabrequim (não havendo portanto correias ou correntes), com relação de rotação de 1:1. A bomba é parte integrante do flange dianteiro do bloco (figura 3.2) e produzida em alumínio fundido e posteriormente usinado.

A pressão do óleo (medida na posição do interruptor de pressão do cabeçote), em um dado momento da vida do motor, depende fundamentalmente do fluxo de óleo, determinado pela rotação da bomba. A viscosidade do óleo também é fator decisivo para a pressão. E esta depende, fundamentalmente, da temperatura de operação do óleo.

A pressão varia também devido ao estado de desgaste das peças que oferecem as maiores restrições ao fluxo e à deterioração do óleo. Assim, mancais muito desgastados ou a sujidade do filtro de óleo podem causar a alteração da pressão ao longo da vida útil do motor, para uma mesma rotação de referência.

É comum em alguns motores a presença de trocadores de calor óleo-líquido de arrefecimento. Outros possuem injetores de óleo posicionados no bloco, abaixo dos pistões. Estes têm a função de lançar óleo sob os pistões a partir de uma certa rotação do motor, a fim de refrigerá-los, reduzindo assim o atrito e a tendência à detonação (fato que melhora a eficiência térmica e a potência do motor em altas cargas).

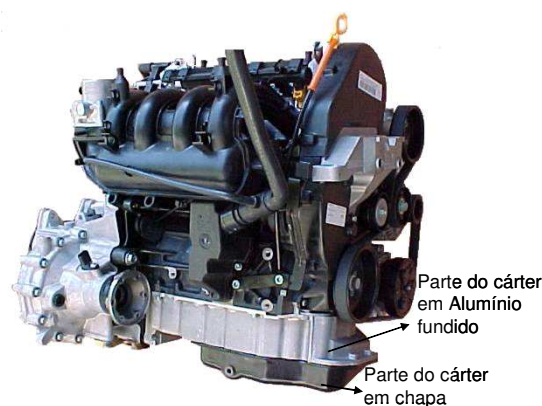


Figura 3.5: Foto do motor Volkswagen EA-111 1,6, com cárter híbrido

Tabela 3.1: Principais características do motor Volkswagen EA-111 1,6l 74kW

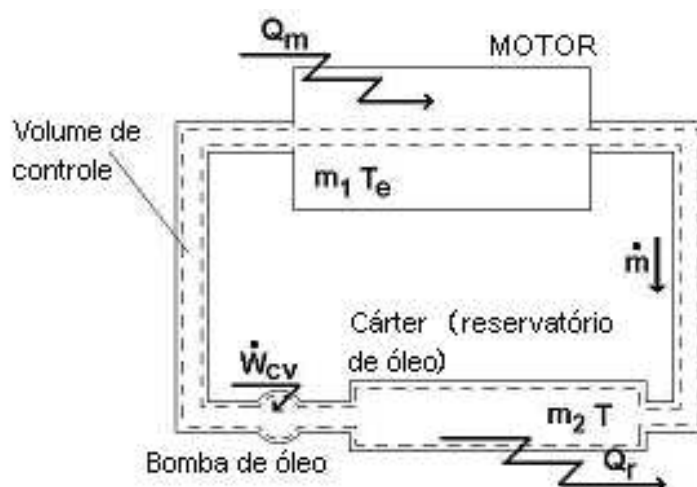
Parâmetro	Unidade	Valor
Curso do Pistão	mm	86,9
Diâmetro dos cilindros	mm	76,5
Nº de cilindros/ disposição	-	4 / em linha
Deslocamento	dm ³	1,599
Taxa de compressão	-	10,8:1
Cabeçote: Material: Configuração do fluxo: Nº de válvulas por cilindro:	-	Alumínio fundido Cruzado (“crossflow”) 2
Bloco: Material: Distância entre centros de cilindros: Configuração das camisas: Injeção de óleo sob pistões	- mm -	Ferro fundido 82 Cilindros usinados no bloco
Potência máxima @ RPM	kW	74@5500
Torque máximo @ RPM	Nm	140@3250
Comprimento da biela (entre olhais)	mm	138
Comando de válvulas Acionamento de válvulas	-	Comando no cabeçote, acionado por correia dentada. Por balancins roletados apoiados sobre tuchos hidráulicos
Nº de válvulas por cilindro	-	2
Diâmetro de válvulas: admissão/ escape	mm	32,9/ 26,6
Timing de comando Abertura das válvulas: Fechamento de válvulas:		valores com 1 mm de abertura
	Admissão: ° Antes PMS	13
	Escape: ° Antes PMI	49
	Admissão: ° Depois PMI	38
	Escape: ° Antes PMS	4
Tipo de bomba de óleo	-	Duocêntrica, acionada diretamente pelo virabrequim
Tipo de óleo	-	YPF (Elaion 5W40)

Tabela 3.1: continuação

Volume de enchimento de óleo	dm ³	4,2
Tipo de bomba de água	-	Interna ao bloco, acionada por correia dentada
Tipo de líquido de arrefecimento	-	Mistura de monoetilenoglicol + água, 40/60, em volume
Volume de enchimento de líq.de arrefecimento	dm ³	5,7 (versão com ar condicionado)
Sistema de Injeção	-	Multi-ponto, sequencial, speed-density, close-loop com sonda on-off, acelerador eletrônico E-Gas e sensor de detonação.
Sistema de Ignição	-	Bobina dupla (uma para cada dois cilindros), com velas tipo NGK ZFR6P-G posicionadas do lado do coloetor de escape.
Gerenciamento do motor	-	Por ECU (unidade eletrônica de controle) Bosch ME 7.5.10
Peso do motor	kg	105

3.2 Proposição de um modelo físico para o circuito de óleo

Do ponto de vista de trocas térmicas, o sistema de lubrificação pode ser visto de uma forma bastante simplificada considerando-se que o fluxo de óleo passa apenas por dois compartimentos.

**Figura 3.6:** Proposta de modelo simplificado do sistema de lubrificação

- No primeiro, que será denominado “cárter” é constituído da parte metálica deste componente. O óleo que lá passa, rejeita calor para o ar ambiente a uma taxa Q_r , admitida sempre positiva.

- No segundo, que será denominado de “motor” e é constituído pelo bloco, cabeçote, câmara de combustão, galerias de refrigeração contendo fluido, pistões, anéis, biela, virabrequim, filtro de óleo, trocador de calor óleo-água (se houver), etc, o óleo ganha ou cede calor, a uma taxa líquida denominada Q_m . Este valor será positivo quando a energia que entra é maior que a que sai.

Em termos termodinâmicos, considera-se o circuito de óleo como um volume de controle, como mostra a linha pontilhada da figura 3.6. A bomba de óleo também coloca energia no volume de controle, o que também está representado na mesma figura por \dot{W}_{cv} .

3.3 Hipóteses simplificadoras e discussão

As seguintes hipóteses simplificadoras são propostas para a criação de um sensor virtual para temperatura do óleo do motor ao longo do seu funcionamento. A discussão da validade dela é feita ao longo do trabalho.

Hipótese 1:

Trata-se da aceitação da validade do modelo físico proposto acima, ou seja, o motor pode ser considerado como dois compartimentos (chamadas de “motor” e “cárter”), por onde o óleo fluido circula. O fluxo líquido de calor recebido pelo óleo no “motor”, Q_m , é constituído de:

- transferência de calor proveniente da combustão para as partes metálicas do motor e destas para o óleo;
- transferência de calor do líquido de arrefecimento para o óleo (na fase de aquecimento) ou vice-versa (fase de funcionamento);
- calor gerado pelo atrito de componentes como comando de válvula, virabrequim, etc;
- o trabalho da bomba de óleo, que é transformado em energia interna pelos efeitos viscosos ao longo do trajeto do óleo.

Comentários:

Na revisão bibliográfica (item 2.2) foi visto que KAPLAN e HEYWOOD [13] também dividiram o motor, porém utilizando massas concentradas, ficando cabeçote e bloco separados. Além disto, o virabrequim e as bielas foram incluídas na massa concentrada do cárter. É relevante que se diferencie do que está sendo proposto aqui. No presente trabalho o motor está sendo dividido em compartimentos (e não em massas concentradas), e o sistema considerado é o óleo fluido. Este sistema recebe calor no compartimento chamado “motor” e rejeita no compartimento chamado “cárter”. O papel do virabrequim, bielas, pistões e comando de válvula, entre outros, só é importante por serem estes componentes fontes de atrito, cujo calor gerado pode vir a entrar no sistema “óleo”.

Hipótese 2:

O óleo troca calor, diretamente com o ar ambiente (Q_r), apenas através do “cárter” e apenas por convecção (natural ou forçada).

Comentário:

Para altas temperaturas, naturalmente o óleo cede calor por irradiação. Se esta parcela for considerável a quantidade de calor trocada estará sendo subestimada.

Hipótese 3:

O óleo contido no “cárter” (uma das regiões do modelo físico proposto) pode ser considerado um corpo com temperatura (T) constante em todos os seus pontos (propriedades uniformes) a todo instante. Ou seja, o número de Biot deste corpo é muito menor que 1, em todas as condições do funcionamento do motor e do veículo.

A mesma hipótese será considerada para o “motor” (a outra região do modelo físico). Deve ser observado que embora a temperatura T_e (o índice “e” indica temperatura no motor) seja uniforme no motor, não se exige (por enquanto) que elas tenham o mesmo valor que no “cárter”.

Comentários:

A hipótese do número de Biot pequeno foi também utilizada por Kaplan; Heywood (1994), e pode ser considerada válida, pelo menos quando o motor está

funcionando, pois a movimentação do óleo no interior do cárter faz com que a temperatura seja uniformizada. Já com o motor desligado e o fluido ficando praticamente imóvel, o fato do óleo ser um fluido (não metálico) com condutividade térmica relativamente baixa pode elevar o número de Biot, invalidando a hipótese.

Hipótese 4:

A massa de óleo pode ser dividida em duas partes, m_1 que circula no motor com temperatura T_e e m_2 , que fica depositada no cárter e possui temperatura (uniforme) T . Ambas as massas (e portanto a massa total m) são assumidas constantes no tempo.

Comentários:

Esta hipótese significa que qualquer consumo de óleo no motor ou aumento do seu volume (ou massa) por diluição de combustível não será considerada. Adicionalmente, a variação da temperatura do óleo ao longo de seu percurso pelos canais do motor está sendo considerada desprezível.

A hipótese considera ainda que, durante o funcionamento, a quantidade de óleo que permanece no cárter e aquela que circula nos canais do motor é constante com o tempo.

A experiência mostra que estas afirmações são razoáveis. Um motor EA-111 1.6 possui um consumo de óleo médio de apenas 60 ml (80 ml novo e 30 ml após PZD[§]) a cada 1000 km, além de uma recomendação ao usuário para a reposição freqüente (TEJADA, 2003).

Hipótese 6:

A variação de $Q_m/(m_1.c)$ com o tempo é pequena quando comparada à variação temporal da temperatura T do óleo no cárter.

Comentários:

Conforme será visto adiante, esta hipótese implica assumir que a taxa de variação da temperatura do óleo no “cárter” é igual à taxa de variação da temperatura

[§] PZD é a sigla que denomina um dos testes de durabilidade de motores em bancada da Volkswagen.

no motor. Não será, portanto, necessário supor que a temperatura do óleo no cárter seja igual à temperatura no motor, o que seria uma hipótese mais forte. Supor que a variação das temperaturas seja igual é, conforme a experiência do autor, bastante razoável.

Hipótese 7:

Os efeitos do vento sobre o coeficiente de transferência de calor do “cárter” são desprezíveis, tanto com o veículo em movimento quanto parado.

Comentários:

Esta hipótese não será válida nas condições com o veículo em baixa velocidade e, principalmente parado. A presença do vento mudará a convecção de natural para forçada, o que melhora sensivelmente o coeficiente de convecção. Na ocorrência de ventos com o carro parado, haverá um erro na estimação da temperatura. Ou seja, o modelo deverá calcular uma temperatura acima da real.

Hipótese 8:

O calor específico c será considerado não somente uniforme em todo o volume de controle, como também constante com a temperatura.

4.4 Proposição de modelo matemático para estimação da temperatura

A fim de que as hipóteses fiquem visíveis, foi utilizada a equação mais geral para a taxa de energia através de um volume de controle encontrada na literatura sobre termodinâmica básica. A partir dela, foram usadas as hipóteses simplificadoras (apresentadas acima) para reduzir a complexidade do problema. Definindo como volume de controle a linha pontilhada mostrada na figura 3.6, pode-se escrever a equação que descreve o fluxo energia através desta fronteira, conforme mostrado em Van Wylen (1976):

$$\dot{Q}_{cv} = \left[\frac{d}{dt} \iiint_{cv} \rho \cdot e \cdot dV \right] + \left[\iint_{cs} \left(h + \frac{v^2}{2} + zg \right) \rho \cdot \bar{v} \cdot d\bar{A} \right] + \dot{W}_{cv}, \quad (3.1)$$

Na equação 3.1, e é a energia interna específica (obs: o termo “específico” é usado para grandezas expressas por unidade de massa) contida num pequeno volume dV . h é a entalpia específica de uma pequena quantidade de massa que cruza uma pequena área (representada por $d\bar{A}$) da fronteira do volume de controle com uma velocidade (vetorial) \bar{v} e uma energia potencial (também específica) zg .

A expressão 3.1 é geral para qualquer volume de controle. Considera-se a seguir as hipóteses simplificadoras apresentadas acima, a fim de reduzir ainda mais a complexidade do problema.

Como foi suposto pela hipótese 4, a massa de óleo que circula dentro do volume de controle é constante, o que permite que, simplesmente, se elimine o segundo termo do lado direito da equação 3.1, a qual fica com o seguinte aspecto:

$$\dot{Q}_{cv} = \left[\frac{d}{dt} \iiint_{cv} \rho \cdot e \cdot dV \right] + \dot{W}_{cv} \quad (3.2)$$

Através da hipótese 1, pela qual foi considerado que o trabalho da bomba de óleo será transformado em energia interna, o termo \dot{W}_{cv} pode ser tratado juntamente com o calor que atravessa a fronteira do volume de controle. Desta forma:

$$\dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} = Q_m - Q_r \quad (3.3)$$

Onde Q_m e Q_r (que estão mostrados na figura 3.6) são as taxas de calor que cruzam a fronteira em duas regiões do modelo físico proposto (o “motor” e o “cárter”), conforme as hipóteses 1 e 2. A não utilização de um ponto sobre as letras Q_m e Q_r é para apenas simplificar a notação usada neste trabalho.

Sendo o óleo um líquido, é possível expressar a energia interna do volume de controle apenas como função do calor específico c e da temperatura T (no “cárter”) ou T_e (no “motor”). Assim, $e = c \cdot T$, para o cárter e $e = c \cdot T_e$ para o motor.

Com isto, a expressão 3.2 fica com o seguinte aspecto:

$$Q_m - Q_r = \frac{d}{dt} \iiint_{\text{"cárter"}} \rho \cdot c \cdot T dV_{\text{cárter}} + \frac{d}{dt} \iiint_{\text{"motor"}} \rho_e \cdot c \cdot T_e dV_e \quad (3.4)$$

O índice e é usado para o “motor”.

Levando em consideração a hipótese 8 (c assumido constante, independente do tempo e portanto da temperatura) e a hipótese 3 (densidade e temperaturas uniformes), fica possível retirar ρ , c , T (e T_e) para fora da integral de volume:

$$Q_m - Q_r = \frac{d}{dt} (c \cdot T) \iiint_{\text{"cárter"}} \rho dV_{\text{cárter}} + \frac{d}{dt} (c \cdot T_e) \iiint_{\text{"motor"}} \rho_e dV_e \quad (3.5)$$

As integrais de volume multiplicadas pelas densidades, nada mais são do que a massa de óleo contida no “motor” ($m_1 = \iiint_{\text{"motor"}} \rho_e dV_e$) e no “cárter”

($m_2 = \iiint_{\text{"cárter"}} \rho_e dV_{\text{cárter}}$). Portanto:

$$Q_m - Q_r = \frac{d}{dt} [m_1 c T_e + m_2 c T] \quad (3.6)$$

Estas massas, conforme a hipótese 4, ficam constantes ao longo do funcionamento do motor. Além disso, pela hipótese 8, c foi assumido como invariável em todo o volume de controle a qualquer instante. Com isto, a equação 4.6 passa a ser:

$$Q_m - Q_r = \frac{d}{dt} [m_1 c T_e + m_2 c T] = m_1 c \frac{dT_e}{dt} + m_2 c \frac{dT}{dt} \quad (3.7)$$

Deve ser observado que a equação 3.7 é também o resultado encontrado se, desde o início da análise do sistema da figura 3.6, a massa de óleo fosse considerada

constante. Neste caso, poderia ser usada a equação da primeira Lei da Termodinâmica para um sistema na forma de fluxos de energia (MORAN; SHAPIRO, 2004).

$$\left[\begin{array}{l} \text{variação temporal} \\ \text{da energia contida} \\ \text{no sistema} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} \text{taxa líquida} \\ \text{de energia sendo} \\ \text{transferida por} \\ \text{condução de calor} \\ \text{para o sistema} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{l} \text{taxa líquida} \\ \text{de energia sendo} \\ \text{transferida na forma} \\ \text{de trabalho de calor} \\ \text{para o sistema} \end{array} \right]$$

Ou seja:

$$\frac{dE}{dt} = (Q_m - Q_r) + \dot{W} \Rightarrow m_1 c \frac{dT_e}{dt} + m_2 c \frac{dT}{dt} = (Q_m - Q_r) + 0$$

Esta equação é a própria 3.7, pois se assume, como anteriormente, que o trabalho de eixo (bomba de óleo) entrando no sistema, se dissipa com a perda de carga do óleo circulante.

Como em apenas duas regiões da fronteira do volume de controle há troca de calor, há uma relação entre as temperaturas T e T_e . Esta relação pode ser obtida considerando apenas a variação de temperatura na região do volume de controle “motor”. Ou seja, $\Delta T = (T_e - T) = Q_m / \dot{m} \cdot c$, que pode ser apresentada:

$$T_e = T + \frac{Q_m}{\dot{m} c} \quad (3.8)$$

Se for observada a hipótese 6, ou seja que a variação temporal de $Q_m / \dot{m} \cdot c$ é suficientemente pequena frente a variação temporal de T (temperatura no cárter), então a equação 3.8 pode ser simplificada para:

$$\frac{dT_e}{dt} = \frac{dT}{dt} + \frac{d}{dt} \left(\frac{Q_m}{mc} \right) = \frac{dT}{dt}, \text{ ou seja, } \frac{dT_e}{dt} = \frac{dT}{dt} \quad (3.9)$$

A equação 3.7 pode então ser ainda mais simplificada:

$$Q_m - Q_r = m_1 c \frac{dT_e}{dt} + m_2 c \frac{dT}{dt} = (m_1 + m_2) c \frac{dT}{dt} = mc \frac{dT}{dt}, \text{ ou seja:}$$

$$Q_m - Q_r = mc \frac{dT}{dt} \quad (3.10)$$

A equação 3.10 é extremamente simplificada e poderia ter sido derivada de uma forma mais direta. No entanto, todo o procedimento utilizado até o momento foi feito para que as hipóteses simplificadoras ficassem evidenciadas.

Sendo Q_r o calor que o óleo rejeita para o ambiente apenas no “cárter” e somente por convecção (hipótese 2), é válida a lei de Newton para a transferência de calor.

$$Q_r = H(T - T_{air}) \quad (3.11)$$

Na equação 3.11, T_{air} é a temperatura do ar ambiente e H é o coeficiente de troca térmica por convecção. Usualmente utiliza-se o coeficiente convecção por unidade de área h . Desta forma, $H=h \cdot A$, onde A representa a superfície externa do cárter. Como, no caso de um motor real, o formato do cárter é complexo e não é possível, de fato, definir o que representa o “cárter” do modelo físico (já que várias partes do motor perdem calor), será mantido o uso do H , cuja unidade é $W/^\circ C$.

Substituindo a equação 3.11 na 3.10, obtém-se:

$$\frac{dT}{dt} + \frac{H}{mc} T = \left(\frac{HT_{air} + Q_m}{mc} \right) \quad (3.12)$$

Se H , mc , Q_m e T_{air} forem considerados constantes com o tempo t , a equação 3.12 aceita uma solução exata (APOSTOL, 1994).

$$T(t) = T_{air} + \frac{Q_m}{H} - \left[T_{air} + \frac{Q_m}{H} - T_0 \right] e^{-\frac{H}{mc} * t} \quad (3.13)$$

Em 3.13, T_0 é a temperatura do óleo no instante inicial, ou seja, no instante em que o motor começa a fornecer Q_m Joules por segundo (W) ao óleo e o cárter passa a receber uma ventilação tal que o coeficiente de troca por convecção seja H , tudo isto ocorrendo com uma temperatura ambiente T_{air} . Observe que considerar Q_m constante significa admitir que o motor está funcionando sempre numa mesma condição de rotação e torque, conforme já discutido no item 2 (revisão bibliográfica) por meio da citação de vários autores (por exemplo, figura 2.7). A solução dada pela equação 3.13 é, portanto, válida para um caso particular.

Para um modelo computacional, propõe-se uma “discretização” da equação diferencial simplificada 3.12, onde dt passa a ser um intervalo de tempo finito, mas suficientemente pequeno, Δt como segue:

$$\frac{dT}{dt} + \frac{H}{mc} T = \left(\frac{HT_{air} + Q_m}{mc} \right) \Rightarrow \frac{\Delta T}{\Delta t} + \frac{H}{mc} T = \left(\frac{HT_{air} + Q_m}{mc} \right) \Rightarrow$$

$$\Delta T = \left\{ \frac{Q_m}{mc} - \frac{H}{mc} [T - T_{air}] \right\} \Delta t \quad (3.14)$$

Observe que se considera que o intervalo de tempo pode ser assumido tão pequeno que H , mc , Q_m e T_{air} ficam constantes nele. Neste caso, a temperatura do óleo pode ser calculada pela seguinte expressão:

$$T(t) = T(t - \Delta t) + \left\{ \frac{Q_m}{mc} - \frac{H}{mc} [T(t - \Delta t) - T_{air}] \right\} \Delta t \quad (3.15)$$

A equação 3.15 representa o modelo matemático proposto neste trabalho. Ela informa que a temperatura do óleo “ T ” (no “cárter” do modelo físico) em um certo instante “ t ”, pode ser calculada, simplesmente, como a temperatura do óleo no instante anterior $T(t - \Delta t)$ mais a energia que o óleo recebe no “motor”, $\frac{Q_m}{mc} \Delta t$, menos a energia perdida por convecção no “cárter”, representada por $\frac{H}{mc} [T(t - \Delta t) - T_{air}] \Delta t$. A idéia deste modelo é que a unidade de comando do motor (ECU) contenha uma programação para efetuar continuamente este cálculo.

As próximas etapas do desenvolvimento deste modelo consistirão em propor relações para Q_r e Q_m , baseados em parâmetros de funcionamento do motor, o que consistirá em parte fundamental para o funcionamento do sensor virtual proposto.

3.5 Propostas de metodologia para estimação de parâmetros

A equação 3.15 informa como é possível estimar a temperatura de óleo baseado num modelo matemático bastante simplificado. Porém esta equação não está baseada em sinais que são normalmente utilizados pela unidade de gerenciamento do motor (ECU). Q_m/mc e tampouco H/mc não são conhecidos pela unidade. Nesta parte do trabalho serão então propostos sub-modelos que visam basear a equação 3.15 em parâmetros usualmente medidos pela ECU.

3.5.1 Função proposta para estimar o calor fornecido pelo motor Q_m

Conforme visto na revisão bibliográfica, o calor transferido para o líquido de arrefecimento pode ser estimado como uma expressão linear envolvendo RPM (rotação do motor) e MAP (pressão no coletor de admissão) (ALKIDAS, 1994). Portanto, considerando que a quantidade de calor transferida para o óleo pode ser, de forma aproximada, considerada um percentual da energia passada ao líquido de arrefecimento, Q_m , deve também poder ser representada por uma equação similar, pelo menos quando a temperatura de trabalho do refrigerante já tiver atingido um valor relativamente estabilizado (abertura da válvula termostática).

$$\frac{Q_m}{mc} = K_1 * RPM(t) + K_2 * MAP(t) \quad (3.16)$$

Na equação 3.16, tomou-se o valor da RPM e de MAP no instante t , para cálculo de Q_m/mc neste mesmo instante. Uma alternativa seria que a unidade de comando (ECU) assumisse o valor destes parâmetros no instante $t-\Delta t$, ou ainda como um valor médio entre t e $t-\Delta t$.

Outro problema a ser enfrentado é a fase de aquecimento do motor, ou seja, os instantes desde a partida até a abertura da válvula termostática. Conforme mostrado na figura 2.12, a taxa de calor para o óleo cresce à medida que cresce a temperatura do refrigerante. Para estas condições, a equação 3.16 poderia ser completada da seguinte forma:

$$\frac{Q_m}{mc} = [K_1 * RPM(t) + K_2 * MAP(t)] * [J * T_{cool} + J_1] \quad (3.17)$$

3.5.2 Função proposta para estimar o coeficiente de convecção

Na seção 3.3 foi feita a hipótese de que a única forma do óleo perder calor seria via convecção. Dois tipos de convecção devem então ser consideradas:

- a) convecção forçada, que ocorre quando o veículo está em deslocamento;
- b) convecção natural para velocidades muito baixas do veículo ou com o mesmo parado.

No caso da convecção forçada, a literatura oferece várias expressões que correlacionam números adimensionais relacionados ao escoamento e a transferência de calor. Cabe aqui uma breve recapitulação sobre o significado físico destes números.

Número de Nusselt: $Nu = hL/k$, onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção (por unidade de área), L é um comprimento característico do corpo e k o coeficiente de condução do fluido. Özisik (1985) interpreta o número de Nusselt

como a relação entre a transferência de calor por convecção e por condução ao longo de uma camada de fluido com espessura L .

Número de Reynolds: $Re = VL/\nu$ ou $Re = VL\rho/\mu$, onde V é a velocidade do fluido longe do corpo, L um comprimento característico, ρ a densidade, ν a viscosidade cinemática e $\mu(=\nu\rho)$ a viscosidade absoluta do fluido. Este parâmetro adimensional é a relação entre forças de inércia e forças viscosas no escoamento.

Número de Prandtl: $Pr = c_p\mu/k$, onde c_p é o calor específico a pressão constante da substância que compõe o fluido. Este número é a relação entre a difusão molecular de momento e a difusão molecular de calor. Para gases, onde a viscosidade é baixa, constata-se que Pr é aproximadamente 1.

Deve ser lembrado que neste trabalho, o cárter está sendo considerado um corpo de temperatura uniforme. Portanto o fluido envolvido em convecção é apenas o ar ambiente. Özisik (1985) informa algumas relações entre os números adimensionais acima para corpos com geometria definida. Um exemplo simples é o esfriamento de uma esfera de diâmetro D : $Nu_m = h_m D/k = 0,37Re^{0,6}$, onde o índice m indica um valor médio dos pontos da esfera.

Expressões mais completas envolvem também o número de Prandtl, o qual para este trabalho, sempre terá valores próximos de 1.

Embora o cárter não seja uma esfera, admite-se que a relação funcional seja similar. O número de Reynolds depende da velocidade do ar longe do corpo, de um comprimento característico e da viscosidade do fluido (ar) que será considerada constante^{**}. Do lado esquerdo da equação ($h_m D/k$) também há termos (D e k) que podem ser considerados constantes. Portanto, decidiu-se propor uma relação de dependência para H/mc no seguinte formato:

$$\frac{H}{mc} = K_3 V^n, \quad \text{se } V \geq V_1 \quad (3.18)$$

Nesta equação, K_3 é uma constante que engloba (D, k, L, μ). O parâmetro n é uma constante a ser calibrada por experimentos e V_1 uma velocidade limite do ar (e,

^{**} A variação da viscosidade cinemática com a temperatura é apresentada por Sabersky; Acosta; Hauptmann (1989) ou calculada em <http://www.lmnoeng.com/Flow/GasViscosity.htm>

portanto, do veículo), abaixo da qual, a convecção passaria de forçada para natural, invalidando a expressão 3.18.

Quando a velocidade do veículo é baixa, uma outra relação funcional é proposta. A velocidade não é um parâmetro relevante nesta situação; ao contrário a forma e a posição do corpo exercem grande influência sobre como ele perde calor em virtude do tipo de fluxo de ar quente que se forma ao longo de sua superfície.

A literatura (ÖZISIK, 1985) também propõe relações entre o coeficiente de convecção e a diferença de temperatura entre o corpo e o fluido que o circula (ar ambiente). Reduzindo as constantes a uma única (K_4), da mesma forma que foi feito no caso da convecção forçada, e considerando um expoente p , o qual depende da geometria do corpo, chega-se a seguinte expressão proposta:

$$\frac{H}{mc} = K_4 [T(t) - T_{air}]^p, \text{ se } V < V_1 \quad (3.19)$$

Também neste caso, a proposta é que o expoente p e a constante K_4 sejam parâmetros calibráveis, a serem determinados para cada veículo.

3.5.3 Função proposta para estimar a temperatura inicial do óleo

Como pode ser visto pela equação 3.15, para iniciar o processo desde a partida do veículo, é necessário conhecer a temperatura do óleo neste momento. A primeira iteração utilizando a equação 3.15 fica com o seguinte formato:

$$T(\Delta t) = T(t=0) + \left\{ \frac{Q_m}{mc} - \frac{H}{mc} [T(t=0) - T_{air}] \right\} \Delta t$$

Ou seja, quando $t-\Delta t$ representar o momento da partida do veículo ($t=0$).

Este é um momento delicado do modelo, uma vez que estimada uma temperatura incorreta, todo o processo de estimação carregará este erro, enquanto o modelo estiver funcionando.

Uma proposta de estratégia para estimar o valor inicial da temperatura do óleo é a observação da temperatura do líquido de refrigeração no momento da partida. Se o líquido de refrigeração estiver abaixo de um certo valor, isto significa que o veículo está desligado há bastante tempo, situação em que as temperaturas dos componentes tendem a se igualar. No caso de o líquido de arrefecimento estar ainda “quente” (isto é, acima de uma determinada temperatura a ser calibrada), a temperatura inicial do óleo seria determinada por uma função da temperatura do líquido de arrefecimento.

$$\text{Se } T_{cool} \leq T_{cool1} \text{ então } T(t=0) = T_{cool} \quad (3.20)$$

$$\text{Se } T_{cool} > T_{cool1} \text{ então } T(t=0) = K_5 T_{cool} + K_6 \quad (3.21)$$

Em 3.20 e 3.21, T_{cool} é a temperatura do líquido de arrefecimento (a ser lida no momento da partida do veículo) e T_{cool1} a temperatura de referência (a ser escolhida por meios de testes de calibração).

Uma outra possibilidade para realizar a estimativa quando a unidade de controle (ECU) detectar uma diferença considerável entre temperatura do óleo e do líquido de arrefecimento ($T_{cool} > T_{cool1}$) consiste em assumir que o decaimento da temperatura do óleo e do líquido de arrefecimento seguem expressões similares, por exemplo, uma exponencial com expoente negativo. Partindo da equação 3.13 com $Q_m=0$ (motor desligado):

$T(t) - T_{air} = (T_i - T_{air}) e^{-\lambda t}$, onde T_i é a temperatura (inicial) no momento do desligamento do motor e λ a constante de tempo para o óleo. Da mesma forma, para o líquido de arrefecimento:

$T_{cool}(t) - T_{air} = (T_{cool_i} - T_{air}) e^{-\mu t}$, onde T_{cool_i} é a temperatura (inicial) no momento do desligamento do motor e μ a constante de tempo para o líquido de arrefecimento.

Ao se dividir as expressões e manipular matematicamente, chega-se à seguinte relação:

$$T - T_{air} = \frac{(T_i - T_{air})}{(T_{cool_i} - T_{air})^{(\lambda/\mu)}} (T_{cool} - T_{air})^{(\lambda/\mu)} \quad (3.22)$$

Se T_i , T_{cool_i} , λ e μ forem constantes determináveis de forma experimental, seria possível relacionar a temperatura do óleo T e a temperatura do líquido de arrefecimento T_{cool} por uma expressão do tipo:

$$T = A(T_{cool} - T_{air})^b + T_{air} \quad (3.23)$$

Na equação 3.23, A é uma constante a ser calculada, cada vez que o motor fosse desligado. Caso as constantes de tempo sejam próximas ($b \approx 1$), volta-se a ter uma relação linear entre T e T_{cool} , conforme proposto na equação 3.21.

Uma crítica deve ser feita aos modelos de estimativa da temperatura inicial do óleo que são dependentes da temperatura do líquido de arrefecimento: em muitas situações, ao desligar o veículo, enquanto a temperatura do óleo inicia sua queda imediatamente, a temperatura da água medida na saída do cabeçote do motor inicia uma ascensão. O motivo para isto é a interrupção da circulação do líquido (uma vez que o motor aciona mecanicamente a bomba) e a energia térmica presente nas peças metálicas próximas ao cabeçote, cujo destino natural é o líquido presente nas suas câmaras. Para contornar este problema, propõe-se que a leitura de T_{cool_i} seja feita apenas alguns segundos após o veículo ser ligado. Com isto, haveria tempo de equalização da temperatura do líquido de arrefecimento em todo o circuito.

Uma proposta de estimativa da temperatura inicial do óleo poderia ser feita se houvesse a possibilidade da unidade de controle (ECU) reconhecer quanto tempo o veículo ficou parado. Se isto for possível, a temperatura do óleo no momento da partida poderia ser calculada baseado na equação (já vista acima):

$$T(t) - T_{air} = (T_i - T_{air}) e^{-\lambda t}, \quad (3.24)$$

Em todas as propostas assume-se que a temperatura do ar não varie significativamente.

3.5.4 Função proposta para estimar a temperatura do ar

A equação 3.15 contém o termo T_{air} , que representa a temperatura do ar ambiente que refrigera o cárter do motor e provoca a perda de energia do óleo. É necessário, portanto, estimar este parâmetro.

Dependendo de que aplicação se faça do sensor virtual de temperatura de óleo, é preferível um erro sistemático de estimação para mais, ou seja, a temperatura estimada seria sempre maior que a realidade, adiantando as ações de controle ou manutenção necessárias. Se este for o caso, seria simples assumir a maior temperatura ambiente existente no mercado a que o veículo se destina. Por exemplo, dificilmente a temperatura ambiente no Brasil ultrapassa 50°C. Neste caso, sempre o modelo estaria superestimando a temperatura do óleo.

Para uma estimativa mais acurada de T_{air} , propõe-se a utilização do sensor de temperatura do ar no coletor de admissão T_{adm} . A temperatura do ar ambiente poderia ser estimada no início do funcionamento do motor, diretamente a partir deste sinal, caso a unidade de controle (ECU) verificasse que, no momento da partida, o motor encontra-se relativamente frio, abaixo de T_{cool2} , temperatura de referência a ser escolhida.

$$\text{Se } T_{cool} \leq T_{cool2} \text{ então } T_{air} = T_{adm}. \quad (3.25)$$

Para o caso do motor encontra-se ainda quente no momento da partida, propõe-se o procedimento lógico a seguir.

$$\text{Se } T_{cool} > T_{cool2} \text{ então:} \quad (3.26)$$

$$\text{Se } T_{adm} < T_{cool3} \text{ então } T_{air} = T_{adm}$$

$$\text{Se } T_{adm} > T_{cool3} \text{ então } T_{air} = T_{cool3}.$$

Esta expressão lógica diz que se, ao iniciar seu funcionamento, o motor ainda estiver relativamente aquecido ($T_{cool} > T_{cool2}$), deve-se admitir que o sistema de admissão esteja também aquecido. Portanto, o ar ambiente entrando no motor receberá calor e atingirá o sensor de T_{adm} a uma temperatura superior à real. Uma

temperatura limite T_{cool3} seria escolhida (supõe-se, 50°C). Se T_{adm} for medido neste momento e estiver menor que 50°C , assume-se T_{adm} como temperatura do ar, reduzindo o erro em relação à primeira forma de estimação. Se T_{adm} for medido maior que T_{cool3} ($=50^{\circ}\text{C}$) então seria admitido que $T_{air}=T_{cool3}$ ($=50^{\circ}\text{C}$), simplesmente por saber-se que, dificilmente, a temperatura do ar ambiente estaria superior a este valor.

Para melhorar esta estimativa inicial, esta rotina deveria ser executada alguns segundos após a partida para permitir a equalização da temperatura do líquido de arrefecimento em todo o circuito e “consumir” o ar quente estagnado no sistema de admissão do motor.

É possível também, durante o funcionamento normal do veículo, uma correção da temperatura do ar inicialmente estimada. Para tanto, sugere-se uma estratégia bastante simples:

$$\begin{aligned} &\text{Se } V_2 \leq V \leq V_3 \text{ em uma certa marcha e durante pelo menos } t_{estabilizado} \text{ (s),} \\ &\text{então: } T_{air} = T_{adm} - K_7. \end{aligned} \quad (3.27)$$

A estratégia acima assume que, em uma certa faixa de velocidades do veículo e rotação do motor (ambos a definir), o ar sofre um certo aquecimento (K_7) ao passar pelo sistema de admissão.

3.6 Estudo da Controlabilidade e Observabilidade

Os conceitos de controlabilidade e observabilidade de um sistema foram mencionados no item 2.1. Neste parágrafo, procurou-se fazer uma argumentação teórica, visando mostrar que um sistema proposto, representando o motor com duas variáveis de estado relacionadas por duas equações, pode possuir estas características.

3.6.1 Conceito de controlabilidade e observabilidade

Segundo Ogata (1998), embora a maioria dos sistemas físicos seja controlável e observável, nem sempre os modelos matemáticos escolhidos para representá-los são.

Para que um sistema possa ser controlado é necessário que se tenha domínio sobre todas as suas variáveis de estado. Ou seja, dado que se possa operar o vetor de entrada \mathbf{u} , pode-se levar o vetor de estado a qualquer valor desejado em um tempo finito de tempo. A definição formal dada por Phillips; Harbor (2000), é a seguinte:

“Um sistema invariante no tempo (ou seja, suas matrizes características não variam com o tempo) da forma (equações 2.1 e 2.2)

$$d\mathbf{x}(t)/dt = \mathbf{A} \mathbf{x}(t) + \mathbf{B} \mathbf{u}(t)$$

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{C} \mathbf{x}(t)$$

é dito *controlável*, se for possível encontrar um vetor de entrada $\mathbf{u}(t)$, o qual levará o vetor de estado \mathbf{x} de seu valor inicial $\mathbf{x}(0)$ até a origem do sistema $\mathbf{x}(t_0)=\mathbf{0}$ em um intervalo finito de tempo t_0 ”. Deve-se lembrar que \mathbf{x} e \mathbf{u} são vetores.

Uma conclusão imediata da definição é que, sendo o sistema controlável, seja o que for o vetor \mathbf{u} deverá ter influência sobre todos os elementos do vetor \mathbf{x} . Deve ser notado também que em um projeto de um sistema, as variáveis que compõem o vetor de estado e o vetor de controle são escolhidas pelo projetista do sistema.

Conforme demonstram Ogata(1998) e Phillips; Harbor (2000), para sistemas como mostrados pelas equações acima, a condição necessária e suficiente para que o sistema seja controlável é que os vetores que compõem a matriz:

$$[\mathbf{B} \ \mathbf{A}\mathbf{B} \ \dots \ \mathbf{A}^{n-1}\mathbf{B}] = \text{matriz de controlabilidade} \quad (3.28)$$

sejam linearmente independentes, ou seja que o determinante desta matriz seja diferente de zero.

De forma similar, Phillips; Harbor (2000) definem formalmente um sistema como observável:

“Um sistema invariante no tempo da forma descrita acima é dito *observável*, se for possível determinar o estado inicial do sistema $\mathbf{x}(0)$ a partir do conhecimento do vetor de saída do sistema em um intervalo finito de tempo (desde $t=0$ até $t=t_1$)”.

Neste caso, a conclusão imediata é que num sistema observável, qualquer variação do estado do sistema (ou seja, em qualquer de suas componentes) tem que provocar uma variação do vetor de saída. Caso isto não ocorra não se estará “registrando” a variação do estado.

Similarmente à condição de controlabilidade, a literatura demonstra que, para sistemas como mostrados pelas equações acima, a condição necessária e suficiente para que o sistema seja observável é que os vetores que compõem a matriz:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{C} \\ \mathbf{CA} \\ \dots \\ \mathbf{CA}^{n-1} \end{bmatrix} = \text{matriz de observabilidade} \quad (3.29)$$

sejam linearmente independentes, ou seja, que o determinante desta matriz seja diferente de zero.

Ogata (1998) menciona que, sendo um sistema observável, torna-se possível a estimação do estado do sistema a partir do conhecimento de características (matrizes A, B e C) do sistema, da entrada e da saída do mesmo. De fato, Phillips; Harbor (2000) mostram que, sendo a matriz de observabilidade inversível (possui determinante diferente de zero), um estimador de estado poderá ser projetado de modo que o valor de \mathbf{x} estimado tenda ao valor de \mathbf{x} real.

3.6.2 Proposição do modelo

A fim de ser possível a discussão da controlabilidade e, principalmente, da observabilidade do modelo é necessário que o motor seja descrito em um formato similar ao das equações 2.1 e 2.2, repetidas no parágrafo 3.6.1.

O “estado de um sistema” pode ser entendido como uma função no tempo, ou conjunto de funções, descritas na forma de um vetor, que são capazes de descrever o

sistema em qualquer instante, passado presente ou futuro. Sendo o motor o sistema a ser estudado (e controlado), diversas variáveis relacionadas ao seu funcionamento podem ser consideradas variáveis de estado (componentes do vetor \mathbf{x}) e definem como o motor está operando num determinado instante. Algumas das mais importantes são:

- velocidade angular do virabrequim($\dot{\theta}$);
- temperatura do líquido de arrefecimento(T_{cool}),
- temperatura do óleo (T),
- temperatura dos gases de escape (T_{gas}),
- nível de detonação (Nd),

Outras variáveis de estado poderiam ser nível de monóxido de carbono no escapamento ou temperatura de algum componente.

Sendo um sistema a ser controlado, alguns parâmetros devem ser usados como variáveis de controle, constituindo o vetor de entrada \mathbf{u} . Comumente, as seguintes variáveis são usadas no controle do motor ciclo Otto:

- O torque útil gerado pelo motor (M_e), que está diretamente relacionado à posição do pedal do acelerador ou à pressão no coletor de admissão (MAP = “manifold absolute pressure”) ou ainda, ao fluxo de ar que o motor admite;
- o avanço de ignição (SPK = “spark advance”);
- o fluxo de combustível, que pode ser expresso pela relação ar-combustível dividida pela razão estequiométrica do combustível, chamada de λ (lambda).

Em motores convencionais o sistema de gerenciamento eletrônico conta com alguns sensores, cujos sinais, nesta análise representariam o vetor de saída. São eles: RPM , T_{cool} , Nd . Os componentes do vetor de entrada são conhecidos. O sistema que descreve o motor seria:

$$\begin{Bmatrix} \ddot{\theta} \\ \dot{T}_{cool} \\ \dot{T} \\ \dot{T}_{gas} \\ \dot{Nd} \end{Bmatrix} = [A] \begin{Bmatrix} \dot{\theta} \\ T_{cool} \\ T \\ T_{gas} \\ Nd \end{Bmatrix} + [B] \begin{Bmatrix} MAP \\ SPK \\ \lambda \end{Bmatrix}$$

A expressão acima corresponde à equação 2.1. O vetor de saída, ou seja, aquilo que se mede do sistema poderia então ser dado pela seguinte relação, correspondente à equação 2.2.

$$\mathbf{y} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\theta} \\ T_{cool} \\ T \\ T_{gas} \\ Nd \end{Bmatrix}$$

A definição de variáveis acima é arbitrária, podendo ser feita de outra forma.

A partir desta definição, seria necessário descrever as características do sistema, encontrando-se as matrizes **A** e **B**. Este processo está, no entanto, fora do escopo deste trabalho e o que se pretende neste item é apenas uma argumentação para verificar se o sistema proposto para estimar a variável de estado “*T*” (a qual não é medida) é um sistema observável e que, portanto, a procura por um estimador é um trabalho viável.

Para tanto, a análise será simplificada a um caso particular, mas de uso bastante comum em um veículo. Desconsidera-se, como variáveis de estado, a temperatura do gás de escape T_{gas} e do nível de detonação Nd . A temperatura do líquido de arrefecimento T_{cool} será assumida constante, ou seja, a válvula termostática

estaria com abertura intermediária, regulando o fluxo de líquido de arrefecimento para o radiador e mantendo o nível de temperatura (T_{cool}) do mesmo.

O avanço de ignição *SPK* será considerado constante, o que não é normal no uso do veículo, mas poderia ser efetivado na prática. Esta consideração não prejudica o objetivo desta análise. O caso do valor de λ (lambda) é mais simples, podendo seu valor facilmente ser considerado constante e igual a 1, situação bastante normal no uso de veículos com sistemas de injeção eletrônica. Com estas simplificações, o sistema fica assim representado:

$$\begin{Bmatrix} \ddot{\theta} \\ \dot{T} \end{Bmatrix} = [A] \begin{Bmatrix} \dot{\theta} \\ T \end{Bmatrix} + [B] \{MAP\} \quad (3.30)$$

$$y = [1 \quad 0] \begin{Bmatrix} \dot{\theta} \\ T \end{Bmatrix} \quad (3.31)$$

O próximo passo é a estimativa das matrizes **A** e **B**.

A equação que descreve a aceleração angular do motor pode ser obtida considerando-se as cargas que atuam sobre o eixo do motor (figura 3.7). Quando o motor está montado em um veículo em movimento, o torque útil gerado pelo motor M_e é subtraído por um torque resistivo M_r .

A diferença entre os dois, pela Segunda Lei de Newton aplicada ao movimento giratório, será proporcional à aceleração angular do eixo do motor (virabrequim) e a constante de proporcionalidade será o momento de inércia

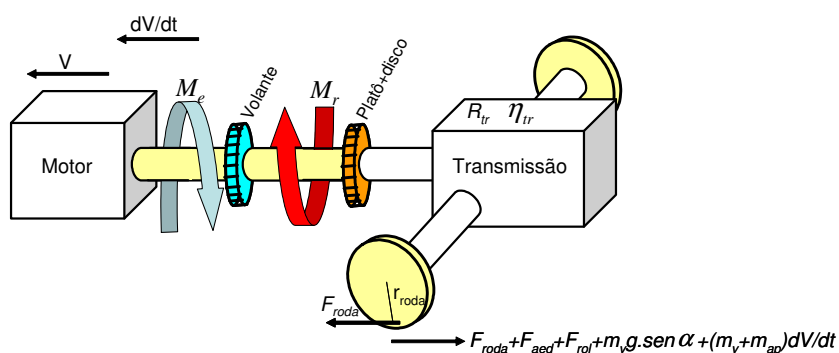


Figura 3.7: Momentos atuando sobre o virabrequim

equivalente do eixo “ J ”, que inclui o volante do motor e a embreagem. Assim:

$$J \ddot{\theta} = M_e - M_r \quad (3.32)$$

Determinação de M_r

M_r é o momento resistivo atuante sobre o eixo primário da transmissão. Seu valor pode ser calculado por meio da soma das forças que atuam sobre as rodas do veículo (F_{roda}), conforme mostra a equação 3.33.

$$M_r = \frac{F_{roda} * r_{roda}}{\eta_{tr} R_{tr}} \quad (3.33)$$

Sendo, em 4.33, r_{roda} o raio dinâmico da roda, η_{tr} a eficiência da transmissão e R_{tr} a relação total de transmissão (incluindo a marcha e o diferencial).

A força F_{roda} , subtraída das resistências ao movimento, será proporcional à aceleração do mesmo. As forças de resistência são: a resistência aerodinâmica do veículo (F_{aed}), a resistência dos pneus ao rolamento (F_{rol}) e a componente do peso na direção da rampa de inclinação alfa (α) que o carro está subindo ($m_v \cdot g \cdot \text{sen } \alpha$). Aplicando a segunda Lei de Newton sobre o veículo, encontra-se:

$$\begin{aligned} m_v \frac{dV}{dt} &= F_{roda} - (F_{aed} + F_{rol} + m_v g \text{sen } \alpha) \\ m_v \frac{dV}{dt} &= F_{roda} - [0,5 \rho_{ar} S c_x V^2 + m_v g (aV^2 + bV + c) + m_v g \text{sen } \alpha] \\ F_{roda} &= 0,5 \rho_{ar} S c_x V^2 + m_v g (aV^2 + bV + c) + m_v g \text{sen } \alpha + (m_v + m_{ap}) \frac{dV}{dt} \end{aligned} \quad (3.34)$$

No último termo de 3.34, a massa do veículo m_v está somada à massa aparente m_{ap} , a qual se refere às massas girantes do veículo (as principais são rodas, engrenagens, volante de motor, embreagem, etc) sendo constante para cada marcha do câmbio. Os termos a , b e c são coeficientes de ajuste da curva de força resistiva ao

rolamento das rodas a um polinômio de segundo grau, em geral, fornecidos pela literatura. Os termos ρ_{ar} , S , c_x e V representam, respectivamente, a densidade do ar, a área frontal do veículo, o coeficiente de arrasto aerodinâmico e a velocidade instantânea do veículo.

Se for assumido que não há deslizamento das rodas, valem as seguintes relações (equação 3.35).

$$V = \frac{r_{roda} \dot{\theta}}{R_{tr}}, \quad \frac{dV}{dt} = \frac{r_{roda} \ddot{\theta}}{R_{tr}} \quad (3.35)$$

Pode-se então reorganizar a expressão 3.34 e substituí-la na expressão 3.33, o que será mostrado posteriormente.

Determinação de M_e

Através das definições das eficiências mecânica, térmica e volumétrica de um motor de combustão interna, a expressão de M_e pode ser expressa, segundo HEYWOOD (1989) da seguinte forma:

$$M_e = \eta_m * \eta_t * \eta_v * \frac{P_{atm}}{T_{atm}} * \frac{1}{R} * \left(\frac{V_d}{4\pi} \right) * \left(\frac{H_{comb}}{\lambda \cdot esteq} \right) \quad (3.36)$$

onde η_m , η_t , η_v , são, respectivamente a eficiência mecânica, a eficiência térmica e a eficiência volumétrica. T_{atm} e P_{atm} são a temperatura e pressão ambientes, R é a constante dos gases perfeitos para o ar, V_d é o deslocamento volumétrico do motor, H_{comb} o poder calorífico do combustível e $esteq$ é a sua relação estequiométrica.

Para a segunda equação do sistema descrito em 3.30 será utilizada a equação 3.12, que pode ser reescrita para ficar no formato desejado:

$$\frac{dT}{dt} + \frac{H}{mc} T = \left(\frac{HT_{air} + Q_m}{mc} \right) \Rightarrow \dot{T} = \frac{Q_m}{mc} - \frac{H}{mc} (T - T_{air})$$

Considerando a temperatura do ar uma constante, pode-se então definir uma outra variável: $T_1 = (T - T_{air})$. Deve ser observado que $\dot{T}_1 = \dot{T}$. Assim a equação 3.12 ficaria: $\dot{T}_1 = \frac{Q_m}{mc} - \frac{H}{mc} T_1$. Usando as sugestões para estimar o valor de Q_m/mc (equação 3.16) e H/mc (equação 3.18) obtém-se:

$$\dot{T}_1 = K_1 \dot{\theta} + K_2 (MAP) - K_3 V^n T_1 \quad (3.37)$$

onde, também neste caso, a velocidade pode ser substituída por uma função de $\dot{\theta}$.

3.6.3 Linearização de equações

Conforme se pode observar pelas equações 3.34, 3.36 e 3.37, a modelagem proposta para o motor está longe de ser linear, mesmo com todas as considerações feitas até aqui. Para a construção das matrizes A e B , será necessário a linearização destas equações. Portanto, o estudo da controlabilidade e observabilidade apresentado aqui é um caso bastante particular e com várias hipóteses de simplificação que permitem estas linearizações.

A velocidade do veículo será considerada baixa (por exemplo, até $2V_{ref} = 70\text{km/h}$ ou $19,4\text{m/s}$), conforme mostra a figura 3.8, e a força aerodinâmica será expressa como uma equação de reta passando pela origem. Além disto, os termos que envolvem a velocidade na expressão da resistência ao rolamento (F_{rol}) serão desprezados. O ângulo de rampa (α) será considerado pequeno e o seu seno substituído pelo seu valor em radianos. Desta forma, a força de resistência na roda será:

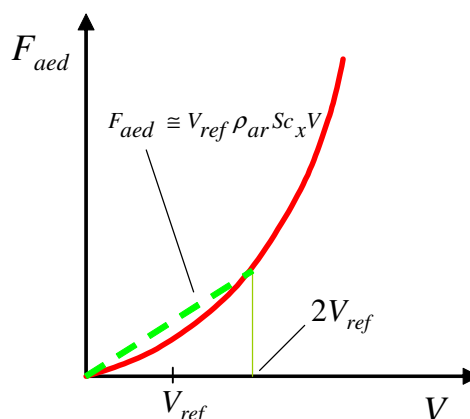


Figura 3.8: Exemplo de linearização da força aerodinâmica

$$F_{roda} \cong V_{ref} \rho_{ar} S c_x V + m_v g c + m_v g \alpha + (m_v + m_{ap}) \frac{dV}{dt} \quad (3.38)$$

A velocidade do veículo V e sua derivada dV/dt podem ser substituídas pela rotação do motor usando 3.35. Calculando-se M_r através de 3.33 e substituindo em 3.32 obtém-se:

$$\left[J + \frac{(m_v + m_{ap}) r_{roda}^2}{\eta_{tr} R_{tr}^2} \right] \ddot{\theta} = - \frac{V_{ref} \rho_{ar} S c_x r_{roda}^2}{\eta_{tr} R_{tr}^2} \dot{\theta} - \frac{m_v g (c + \alpha) r_{roda}}{\eta_{tr} R_{tr}} + M_e \quad (3.39)$$

O torque exercido pelo motor sobre o eixo virabrequim M_e , dado pela equação 3.36 deve ser também linearizado. Os termo T_{adm} pode ser assumidos constantes, enquanto V_d , H_{comb} , $esteq$, λ e R já o são.

A eficiência volumétrica é influenciada pela perda de carga que os dutos de admissão do motor oferecem à passagem do ar. A abertura da borboleta aumenta o seu valor que sai de zero e chega até um valor máximo, o qual depende da rotação do motor. À medida que se abre a borboleta, também se altera o valor de MAP . Considera-se então que a eficiência volumétrica varia apenas com o MAP (e não com a rotação) e de forma linear.

A eficiência térmica é proporcional ao inverso do consumo específico do motor, o qual pelos mapas usuais da literatura variam com rotação e com a carga do motor. Naturalmente, também o avanço de ignição é fator importante, mas nesta argumentação, por simplicidade, ele será considerado fixo.

A eficiência mecânica, segundo Heywood (1989), varia com o quadrado da rotação do motor, com a pressão do coletor de admissão (MAP) em virtude da potência de bombeamento. Devido à variação da viscosidade do óleo do motor com a temperatura, a potência de atrito dos componentes também deverá ser alterada. Assim, pode-se escrever que:

$$M_e = M_e(\dot{\theta}, MAP, T_1) \quad (3.40)$$

A forma desta função não é conhecida, mas sua linearização pode ser realizada em torno de um ponto de referência. Usando a fórmula de Taylor para várias variáveis (LUENBERGER, 1979):

$$\begin{aligned}
 M_e &= M_e(\dot{\theta}_{ref}, MAP_{ref}, T_{1ref}) + \vec{\nabla} M_e \cdot \delta M_e = \\
 &= M_e^{ref} + \left[\frac{\partial M_e}{\partial \dot{\theta}} \right]_{ref} \delta \dot{\theta} + \left[\frac{\partial M_e}{\partial MAP} \right]_{ref} \delta MAP + \left[\frac{\partial M_e}{\partial T_1} \right]_{ref} \delta T_1 \quad (3.40) \\
 M_e &= \left(M_e(\dot{\theta}_{ref}, MAP_{ref}, T_{1ref}) - \left[\frac{\partial M_e}{\partial \dot{\theta}} \right]_{ref} \dot{\theta}_{ref} - \left[\frac{\partial M_e}{\partial MAP} \right]_{ref} MAP_{ref} - \left[\frac{\partial M_e}{\partial T_1} \right]_{ref} T_{1ref} \right) + \\
 &+ \left[\frac{\partial M_e}{\partial \dot{\theta}} \right]_{ref} \dot{\theta} + \left[\frac{\partial M_e}{\partial MAP} \right]_{ref} MAP + \left[\frac{\partial M_e}{\partial T_1} \right]_{ref} T_{1ref}
 \end{aligned}$$

As derivadas parciais são calculadas no ponto de referência e se tornam constantes. Portanto, todo o termo dentro dos parênteses também resulta em uma constante, que será denominada F_1 . Linearizada, a função M_e fica então na seguinte forma:

$$M_e = \left[\frac{\partial M_e}{\partial \dot{\theta}} \right]_{ref} \dot{\theta} + \left[\frac{\partial M_e}{\partial MAP} \right]_{ref} MAP + \left[\frac{\partial M_e}{\partial T_1} \right]_{ref} T_1 + F_1 \quad (3.41)$$

Se a equação 3.41 for incluída em 3.39, será obtida uma equação no seguinte formato:

$$\ddot{\theta} = F_4 \dot{\theta} + F_3 \left[\frac{\partial M_e}{\partial T_1} \right]_{ref} T_1 + F_2 MAP + \left[F_1 - \frac{m_v g (c + \alpha) r_{roda}}{\eta_{tr} R_{tr}} \right] F_3 \quad (3.42)$$

Esta é uma equação linearizada no formato desejado para compor o sistema 3.30. As constantes numéricas estão sendo representadas em 3.42 por letras F . A manutenção da nomenclatura $[\partial M_e / \partial T_1]_{ref}$ foi feita apenas por conveniência da argumentação da importância deste parâmetro, como será visto adiante. Deve ser

lembrado que a derivada de M_e com relação a T_1 é um valor numérico, pois está calculada no ponto de referência. Os valores das constantes F são expressas abaixo.

$$F_1 = M_e(\dot{\theta}_{ref}, MAP_{ref}, T_{1ref}) - \left[\frac{\partial M_e}{\partial \dot{\theta}} \right]_{ref} \dot{\theta}_{ref} - \left[\frac{\partial M_e}{\partial MAP} \right]_{ref} MAP_{ref} - \left[\frac{\partial M_e}{\partial T_1} \right]_{ref} T_{1ref} \quad (3.43)$$

$$F_2 = \left[\frac{\partial M_e}{\partial MAP} \right] * F_3 \quad (3.44)$$

$$F_3 = \left[J + \frac{(m_v + m_{ap})r_{roda}^2}{\eta_{tr}R_{tr}^2} \right]^{-1} \quad (3.45)$$

$$F_4 = \left(\left[\frac{\partial M_e}{\partial \dot{\theta}} \right]_{ref} - \frac{V_{ref} \rho_{ar} S c_x r_{roda}^2}{3,6 \eta_{tr} R_{tr}^2} \right) F_3 \quad (3.46)$$

Na expressão de F_4 (3.46), foi introduzido o fator 3,6 para que se possa utilizar V_{ref} em km/h. Os valores da pressão absoluta MAP são, normalmente, dados em mbar. Se os outros parâmetros dos F forem dados em unidades internacionais, suas unidades serão: F_1 em [Nm], F_2 em [mbar⁻¹s⁻²], F_3 em [kg⁻¹m⁻²] e F_4 em [s⁻¹].

A linearização do termo $K_3 V^n T_1$ da equação 3.37 segue o mesmo processo efetuado na expressão 3.39. Nos cálculos que seguem, utiliza-se a velocidade de referência V_{ref} e o valor de referência da diferença entre temperatura do óleo e do ar T_1 . Estes valores poderiam ser, por exemplo, 35km/h de 40°C, respectivamente. Para esta análise, no entanto, preferiu-se manter a notação literal.

$$\begin{aligned} K_3 V^n T_1 &\cong K_3 V_{ref}^n T_{1ref} + \left[\frac{\partial (K_3 V^n T_1)}{\partial V} \right]_{ref} (V - V_{ref}) + \left[\frac{\partial (K_3 V^n T_1)}{\partial T_1} \right]_{ref} (T_1 - T_{1ref}) \\ K_3 V^n T_1 &\cong K_3 V_{ref}^n T_{1ref} + K_3 n V_{ref}^{n-1} T_{1ref} (V - V_{ref}) + K_3 V_{ref}^n (T_1 - T_{1ref}) = \\ &= K_3 V_{ref}^n T_{1ref} + K_3 n V_{ref}^{n-1} T_{1ref} \left(\frac{r_{roda} \dot{\theta}}{3,6 R_{tr}} - V_{ref} \right) + K_3 V_{ref}^n [T_1 - T_{1ref}] \\ K_3 V^n T_1 &\cong F_5 + F_6 \dot{\theta} + F_7 T_1 \end{aligned} \quad (3.47)$$

Nesta equação, os valores das constantes F são (V_{ref} em km/h):

$$F_5 = -K_3 n V_{ref}^n T_{1ref} \quad (3.48)$$

$$F_6 = K_3 n V_{ref}^{n-1} T_{1ref} \frac{r_{roda}}{3,6 R_{tr}} \quad (3.49)$$

$$F_7 = K_3 V_{ref}^n \quad (3.50)$$

Com as velocidades de referência V_{ref} em km/h, as unidades são: F_5 em [°C/s], F_6 em [°C] e F_7 em [s⁻¹]. Deve ser observado que o fator 3,6 na expressão de F_6 é apenas uma transformação de unidades de km/h para m/s, pois deseja-se que $\dot{\theta}$ seja expresso em radianos por segundo. Com este resultado substituído na equação 3.37 obtém-se:

$$\dot{T}_1 = (K_1 - F_6) \dot{\theta} - F_7 T_1 + K_2 (MAP) - F_5 \quad (3.51)$$

Se K_I for calibrado utilizando RPM (e não rad/s) como medida de velocidade angular, então, antes de entrar na equação 3.51, seu valor deve ser multiplicado por $60/(2\pi)$.

O sistema das equações 3.30 e 3.31 pode então ser montado usando-se as expressões 3.42 e 3.51:

$$\begin{Bmatrix} \ddot{\theta} \\ \dot{\theta} \\ \dot{T}_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} F_4 & & \\ & F_3 \left[\frac{\partial M_e}{\partial T_1} \right]_{ref} & \\ & & -F_7 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\theta} \\ \theta \\ T_1 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} F_2 \\ K_2 \end{bmatrix} \{MAP\} + \left\{ \begin{array}{l} \left(F_1 - \frac{m_v g (c + \alpha) r_{roda}}{\eta_{tr} R_{tr}} \right) F_3 \\ -F_5 \end{array} \right\} \quad (3.52)$$

$$y = \begin{bmatrix} 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\theta} \\ T_1 \end{Bmatrix} \quad (3.53)$$

Deve ser notado que todos os elementos das matrizes A e B são números. O sistema não apresenta nenhuma simetria e, portanto os números em A e B são diferentes de zero.

3.6.4 Discussão da controlabilidade e da observabilidade

Calculando o determinante da matriz de controlabilidade (3.28), obtém-se

$$\det[\mathbf{B} \quad \mathbf{AB}] = \det \begin{bmatrix} F_2 & (F_4 F_2 + K_2 F_3 \left[\frac{\partial M_e}{\partial T_1} \right]_{ref}) \\ K_2 & [F_2(K_1 - F_6) - F_7 K_2] \end{bmatrix} \neq 0. \quad (3.54)$$

E repetindo-se para a matriz de observabilidade (3.29), chega-se a

$$\det \begin{bmatrix} \mathbf{C} \\ \mathbf{CA} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ F_4 & F_3 \left[\frac{\partial M_e}{\partial T_1} \right]_{ref} \end{bmatrix} = F_3 \left[\frac{\partial M_e}{\partial T_1} \right]_{ref} \quad (3.55)$$

A controlabilidade deste sistema deve existir pelo fato das constantes F e K serem diferentes de zero e não haver simetrias no sistema que anulem o determinante da matriz de controlabilidade (FRIEDLAND, 1987, p.198).

A observabilidade, como pode ser notado na expressão 3.55, depende da existência de uma relação (no ponto de referência escolhido) entre o torque do motor M_e e a temperatura do óleo. A existência desta dependência pode ser justificada pelo fato da potência gerada pelos gases na combustão ser parcialmente consumida para movimentar as peças internas

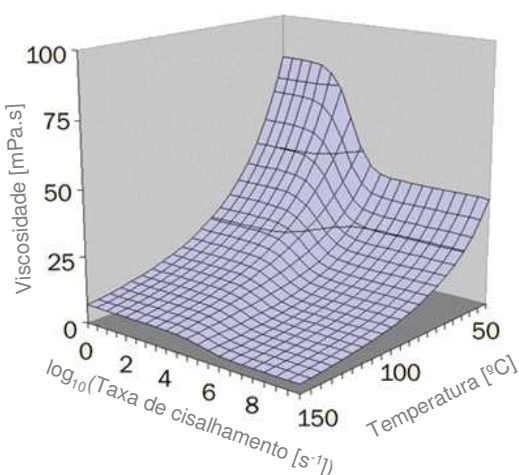


Figura 3.9: Viscosidade de lubrificante para motor SAE 10W50 (TAYLOR, 2002)

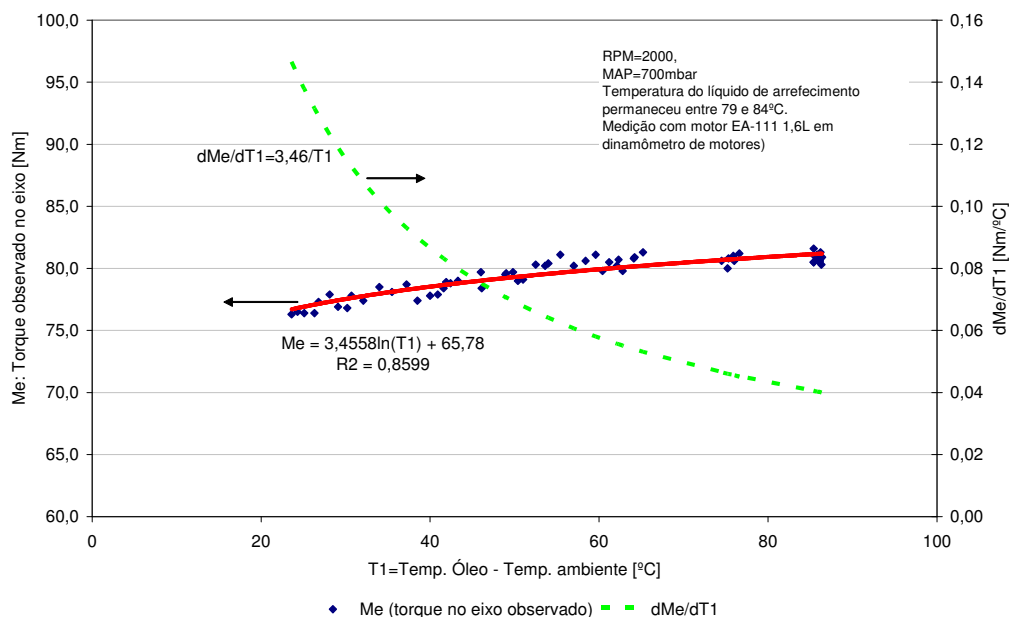


Figura 3.10: Variação do torque no eixo com a temperatura do óleo no cárter. Motor EA-111 1,6L

do motor como pistões, anéis, que deslizam, ou virabrequim, eixo comando de válvulas e bielas, que giram sobre um filme de óleo, além da própria bomba do sistema de lubrificação. Se for considerado que, para cargas intermediárias, o tipo de lubrificação encontrado é do tipo hidrodinâmico (sem contato direto entre as peças), a viscosidade do óleo, decrescendo com a temperatura (RUNGE et al., 1994), (TAYLOR, 2002), conforme mostra a figura 3.9, exerce um efeito sobre a potência de atrito do motor e, conseqüentemente, sobre o torque que o motor pode disponibilizar na saída do eixo virabrequim.

A figura 3.10 mostra o valor de dM_e/dT_1 para um motor 1,6L medida em uma condição específica de *RPM* e *MAP* em dinamômetro de motor. Conforme esperado, a sensibilidade do torque fornecido pelo motor à temperatura do óleo diminui com o aumento desta.

Após esta análise, é possível apresentar, mais claramente, opções de estimadores de estado. Baseando-se em Luenberger (1979), a figura 3.11 mostra uma possível forma para o estimador da temperatura do óleo. Nela, o sistema real é “imitado” pelo modelo e o estimador é denominado de “malha aberta”.

Neste tipo de estimador, se o motor estiver perfeitamente modelado, as matrizes **A** e **B** serão as mesmas para o sistema real e para o estimador. No caso dos

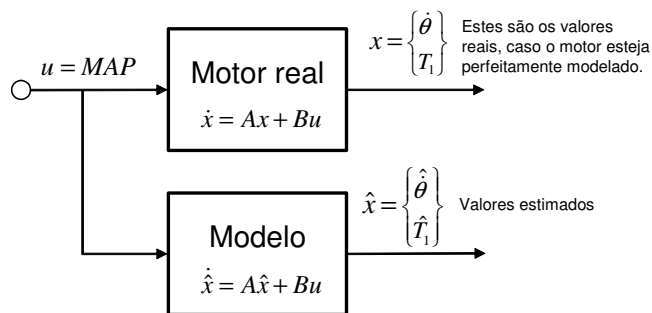


Figura 3.11: Estimador de malha aberta. Adaptada de Luenberger (1979)

valores iniciais das variáveis de estado (rotação e temperatura) do modelo serem iguais aos reais (ou seja, $\hat{x}(0) = x(0)$), o erro de estimação e (estado do sistema real x menos o estado do modelo \hat{x} , ou seja, $e = x - \hat{x}$) será sempre nulo.

No entanto, como foi visto no item 3.5.3, não é possível conhecer, em todas as situações de uso, o valor da temperatura inicial do óleo. Um erro inicial de estimação existirá e seu comportamento ao longo do tempo dependerá da própria característica do sistema (matriz A), como mostram as equações abaixo.

$$e = x - \hat{x} \quad (3.56)$$

$$\dot{e} = \dot{x} - \dot{\hat{x}} = Ax - A\hat{x} \Rightarrow \dot{e} = A(x - \hat{x}) \Rightarrow$$

$$\dot{e}(t) = Ae(t) \quad (3.57)$$

A equação 3.57 mostra que, se os autovalores da matriz A (que no caso geral são números complexos) tiverem parte real negativa, então o erro de estimação tende a reduzir com o tempo, na mesma velocidade de estabilização do sistema, ou seja, a temperatura estimada tenderia à real, mesmo que seu valor inicial fosse diferente.

Luenberger (1979) mostra que, se a matriz do sistema A e a matriz de saída C formam um par observável (ou seja, a matriz de observabilidade, definida em 3.29, possui determinante não nulo), é possível construir um observador de estado de “malha fechada”, onde o erro de estimação da variável de estado medida (rotação real menos a rotação estimada) é usado para “corrigir” a estimativa da variável de

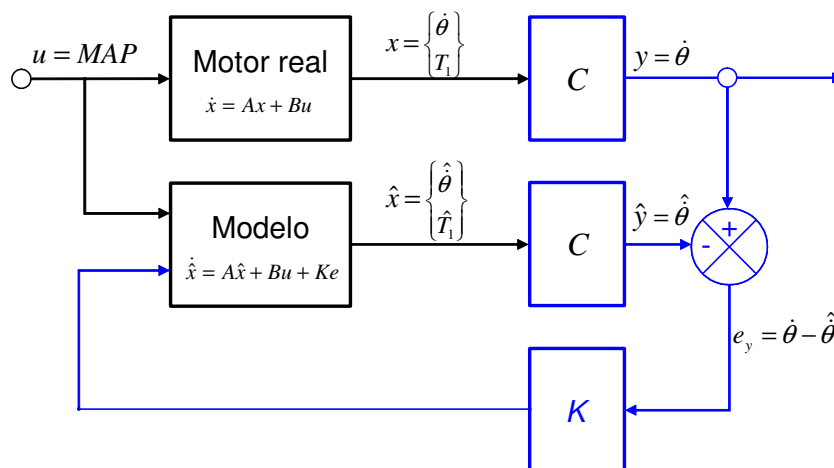


Figura 3.12: Estimador de malha fechada. Adaptada de Franklin et al. (1994)

estado que não é conhecida (temperatura do óleo). Franklin et al. (1994) apresenta um diagrama similar ao da figura 3.12 que resume este funcionamento.

A característica do erro deste observador (velocidade de decaimento) é definida pelos autovalores da matriz $A-KC$. Portanto escolha do ganho K (que em um caso geral é uma matriz) define a velocidade de queda deste erro, conforme mostrado a seguir.

$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + Bu + Ke_y = A\hat{x} + Bu + K[y - \hat{y}] \quad (3.58)$$

Como $y = Cx$, $\hat{y} = C\hat{x}$ obtém-se:

$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + Bu + K[Cx - C\hat{x}] \quad (3.59)$$

Subtraindo 3.59 da equação de \dot{x} (2.1):

$$\begin{aligned} \dot{x} - \dot{\hat{x}} &= \dot{e} = Ax + Bu - (A\hat{x} + Bu + K[Cx - C\hat{x}]) \\ \dot{e} &= A(x - \hat{x}) - KC(x - \hat{x}) \\ \dot{e} &= (A - KC)e \end{aligned} \quad (3.60)$$

Aplicando-se o desenvolvimento acima para o caso do sistema proposto em 3.43 e 3.44 obtém-se um estimador da seguinte forma para a temperatura do óleo:

$$\dot{\hat{T}}_1 = (K_1 - F_6)\hat{\theta} - F_7\hat{T}_1 + K_2(MAP) - F_5 + K(\dot{\theta} - \hat{\theta}) \quad (3.61)$$

onde K é componente da matriz \mathbf{K} e o valor de $\dot{\theta}$ é estimado através de:

$$\hat{\dot{\theta}} = F_4 \hat{\theta} + F_3 \left[\frac{\partial M_e}{\partial T_1} \right]_{ref} \hat{T}_1 + F_2 MAP + \left[F_1 - \frac{m_v g (c + \alpha) r_{roda}}{\eta_{rr} R_{rr}} \right] F_3 \quad (3.62)$$

Entende-se melhor a lógica do estimador acima, se for considerada uma condição em que o motor fica em condição de MAP e $\dot{\theta}$ constantes (ou seja, $\ddot{\theta}=0$). Neste caso, supondo que a temperatura do óleo inicial tenha sido arbitrada maior que a real, a expressão 3.62 fornecerá um valor de aceleração angular $\hat{\dot{\theta}}$ maior que zero, causando uma estimativa da velocidade angular $\dot{\theta}$ maior que a real. Com isto, o termo $K(\dot{\theta} - \hat{\dot{\theta}})$ ficará negativo e atuará na expressão 3.61, reduzindo a estimativa da temperatura do óleo. Após algum tempo, a temperatura estimada se aproximará da temperatura real.

Desde já, observa-se que existem limitações práticas para o uso de um observador de estado construído desta forma. Uma delas está no fato de que não se conhece o ângulo de rampa a todo o momento. Com isto, fica difícil uma estimativa precisa de $\ddot{\theta}$. O uso de um estimador de malha fechada ficaria, portanto, restrita à condição de veículo parado, pois com isto se eliminaria, na equação 3.62, o termo que envolve rampas e força de rolamento.

Uma outra dificuldade para o observador de malha fechada é a variação bastante pequena (conforme mostra a figura 3.10) do torque com a temperatura do óleo, especialmente com temperaturas de óleo mais altas. Em termos práticos, dependendo desta temperatura, a observabilidade do sistema pode ficar pequena o suficiente para que a estimação de uma variação de $\dot{\theta}$ fique dentro da precisão de medição desta variável de estado.

Adicionalmente, deve ser lembrado que o sistema representado pelo sistema de equações 3.52 foi obtido através de um processo de linearização do torque do motor e do torque resistivo. Estes parâmetros de relacionam com a rotação e com a temperatura do óleo de forma não linear e o sistema 3.52 foi obtido considerando-se uma condição de funcionamento bastante específica.

4. METODOLOGIA EXPERIMENTAL PARA CALIBRAÇÃO

No capítulo anterior foram feitas propostas para estimação dos parâmetros da equação 3.15, a qual representa o modelo de cálculo da temperatura do óleo (sensor virtual). Como em qualquer estimador de parâmetro, são usadas informações de todas as partes do sistema. Estas informações, no entanto, variam conforme as especificidades da aplicação, que, no caso deste trabalho, são representadas pelas características do motor e do veículo. Portanto, os resultados obtidos, a princípio, seriam válidos apenas para o veículo em questão e o motor e periféricos que o equipam.

Tais características precisam ser determinadas. Para tanto, serão necessários métodos simples de estimativa dos principais parâmetros, baseado em experimentos. Estes deverão também servir para uma validação dos modelos propostos de estimação. Deve ser lembrado que os parâmetros estimados aqui, não necessariamente, serão usados no modelo final de estimação da temperatura de óleo, pois eles serão determinados de forma aproximada e poderão ser ajustados, posteriormente, em condições mais representativas de operação do veículo.

É importante observar também, que as metodologias experimentais aqui propostas são baseadas nos recursos de experimentação existentes atualmente (ano de 2006) nas instalações da Volkswagen no Brasil (ou de seus parceiros). Como proceder no caso da não existência destes recursos, bem como suas possíveis melhorias serão temas de discussão no item 6.

4.1 Método para determinação dos parâmetros de convecção do cárter

A estimação dos parâmetros de convecção no “cárter” do modelo tem por objetivo encontrar valores aproximados dos parâmetros K_3 e n da equação 3.18, a qual representa uma condição de convecção forçada, e K_4 e p da equação 3.19, que são os parâmetros da equação proposta para representar a convecção natural.

4.1.1 Perda de calor do cárter por convecção forçada

Um experimento similar ao sugerido neste parágrafo é descrito por Loehrke, 1994 [18]. Para estimação dos parâmetros K_3 e n da equação 3.18, propõe-se o seguinte procedimento:

- 1) Montar o veículo sobre um dinamômetro de chassi equipado com um ventilador frontal (figura 4.1), cujo fluxo de ar possa ser ajustado de forma independente da velocidade do veículo. É desejável também que o ventilador sopre sobre toda a parte frontal do veículo (simulando o movimento do mesmo) e que possua potência suficiente para simular o “vento relativo” que o carro enfrenta a qualquer velocidade.
- 2) Aquecer o carro e, através de uma rodagem forçada, elevar a temperatura do óleo até, por exemplo, $T_0=150^\circ\text{C}$.



Figura 4.1: Dinamômetro de chassi da Volkswagen do Brasil (o veículo da foto é apenas ilustrativo).

- 3) Ao estabilizar a temperatura do óleo, parar o carro e desligar o motor deixando, no entanto, que o ventilador do dinamômetro continue soprando um fluxo de ar equivalente ao que seria o “vento relativo” para uma velocidade de, por exemplo, $V=120\text{km/h}$.
- 4) Através de um equipamento de aquisição de dados (por exemplo, um “Data-Logger”), monitorar a queda da temperatura do óleo (esfriamento) até que ele atinja, por exemplo, 50°C . Medir também a temperatura do ar ambiente.

- 5) Numa planilha de cálculos, determinar o valor de dT/dt e $T-T_{air}$ ao longo de todo o período da medição.
- 6) Na equação 3.13, eliminar o termo Q_m/mc (pois o motor está desligado e não fornece, neste período de tempo (conforme o modelo físico proposto) calor ao óleo). Aplicar o logaritmo natural (representado por “ln[]”) aos dois lados da equação, conforme descrito a seguir.

$$T(t) = T_{air} + \frac{Q_m}{H} - \left[T_{air} + \frac{Q_m}{H} - T_0 \right] e^{-\frac{H}{mc} * t}$$

$$T(t) = T_{air} + 0 - [T_{air} + 0 - T_0] e^{-\frac{H}{mc} * t}$$

$$T(t) - T_{air} = [T_0 - T_{air}] e^{-\frac{H}{mc} * t}$$

$$\ln[T(t) - T_{air}] = \ln \left[[T_0 - T_{air}] e^{-\frac{H}{mc} * t} \right]$$

Deste procedimento sai então a equação 4.1.

$$\ln[T(t) - T_{air}] = \ln[T_0 - T_{air}] - \frac{H}{mc} t. \quad (4.1)$$

- 7) Traçar um gráfico cartesiano de escalas lineares com os pares ordenados $(x,y) = (t, \ln[T(t) - T_{air}])$. Proceder então a escolha da melhor reta que representa estes pontos, por exemplo, usando uma regressão linear pelo método dos mínimos quadrados [19]. O coeficiente angular da reta será o valor de H/mc , válido para a velocidade ($V=120\text{km/h}$), correspondente à velocidade em que o ventilador ficou funcionando durante o resfriamento.
- 8) O procedimento descrito nos itens de 1 a 7 pode ser repetido várias vezes, utilizando porém outras velocidades de esfriamento. Por exemplo, $V=100\text{km/h}$, $V=80\text{km/h}$, $V=60\text{km/h}$, etc , obtendo-se uma tabela de valores de H/mc para cada uma das velocidades V .
- 9) Aplicando-se a função logaritmo natural a ambos os lados da equação 3.18 (proposta para representar o coeficiente de troca de calor por convecção), será obtida a equação 4.2.

$$\begin{aligned}\frac{H}{mc} &= K_3 V^n \\ \ln\left[\frac{H}{mc}\right] &= \ln[K_3 V^n] \\ \ln\left[\frac{H}{mc}\right] &= \ln[K_3] + n * \ln[V]\end{aligned}\quad (4.2)$$

10) Colocar em um plano cartesiano de escalas lineares os pares ordenados $(x,y) = (\ln[V], \ln[H/mc])$. Proceder a escolha da melhor reta que representa estes pontos, por exemplo, usando uma regressão linear pelo método dos mínimos quadrados [19]. O coeficiente angular da reta será o valor aproximado de n . O valor da função exponencial do coeficiente linear da mesma reta ($\exp[\ln[K_3]] = e^{\ln K_3}$) dará uma estimativa do valor de K_3 .

4.1.2 Perda de calor do cárter por convecção natural

A equação 3.18 não pode ser usada para velocidades baixas, pois a convecção no cárter deixa de forçada e passa a ser natural. Além disto, ela não pode ser usada para prever o coeficiente de troca térmica com velocidade nula, pois, com $V=0$, H/mc seria também nulo, o que não corresponde à realidade. Para sanar este problema foi proposta a equação 3.19.

Porém, neste caso parte-se da equação diferencial 3.12:

$$\frac{dT}{dt} + \frac{H}{mc} T = \left(\frac{HT_{air} + Q_m}{mc} \right)$$

$$\frac{dT}{dt} + \frac{H}{mc} T = \left(\frac{HT_{air} + 0}{mc} \right)$$

$$\frac{dT}{dt} + \frac{H}{mc} [T - T_{air}] = 0$$

Considerando a temperatura do ar T_{air} como constante, o termo dT/dt pode ser substituído por $d(T-T_{air})/dt$:

$$\frac{d[T - T_{air}]}{dt} + \frac{H}{mc} [T - T_{air}] = 0$$

Substituindo H/mc pela equação 3.19, obtém-se:

$$\frac{d[T - T_{air}]}{dt} + K_4 [T - T_{air}]^{p+1} = 0 \quad (4.3)$$

A equação 4.3 descreve o esfriamento do óleo e, sendo um caso particular da “equação diferencial de Bernoulli”, apresentada por Apostol (1994). Ela possui uma solução exata que é apresentada por Weisstein (1999) e que, adaptada para as constantes usadas aqui, fica com a seguinte forma:

$$T(t) = T_{air} + \left\{ \frac{1}{K_4 \cdot p \cdot t + [T_0 - T_{air}]^{-p}} \right\}^{1/p} \quad (4.4)$$

A expressão 4.4 não é tão simples para transformar em uma equação de uma reta e determinar os coeficientes K_4 e p . Por este motivo propõe-se uma alternativa mais simples (a ser testada), usando-se a própria equação 4.3. Assim, aplicando-se o logaritmo aos seus dois lados, obtém-se:

$$\begin{aligned} -\frac{d[T - T_{air}]}{dt} &= K_4 [T - T_{air}]^{p+1} \\ \ln \left[-\frac{d[T - T_{air}]}{dt} \right] &= \ln[K_4] + (p+1) * \ln[T - T_{air}] \end{aligned} \quad (4.5)$$

O lado esquerdo da equação 4.5 pode ser calculado porque $d[T-T_{air}]/dt$ é negativo durante o esfriamento do óleo. O procedimento proposto para determinar as constantes da equação 3.19 baseia-se no mesmo tipo de experimento: aquecer o óleo

até uma certa temperatura (por exemplo, $T_0=150^\circ\text{C}$), desligar o motor e monitorar o seu esfriamento.

Em uma planilha, calcular os valores de $y=\ln[-d[T-T_{air}]/dt]$ e de $x=\ln[T-T_{air}]$. Traçar os pontos (x, y) em um plano cartesiano com escalas lineares e ajustar a melhor reta (por exemplo, pelo método dos mínimos quadrados). O coeficiente angular, subtraído de 1, será o valor de p . O valor da função exponencial do coeficiente linear da mesma reta será uma estimativa de K_4 : ($\exp[\ln(K_4)] = e^{\ln K_4}$).

4.2 Método para determinação da rejeição de calor do motor para o óleo

Ao passar pelo “motor” do modelo proposto na figura 3.6, o óleo recebe (ou cede) calor. O objetivo desta parte do trabalho é propor um método experimental para determinar as constantes mencionadas no item 3.5.1.

A forma convencional para medir estes parâmetros é a instalação do motor em um banco de provas (dinamômetro de motores) e a medição da dissipação de calor em cada ponto de operação do motor. Este teste é conhecido como balanço energético do motor. Quando as condições ambientes durante o teste são constantes (principalmente, temperatura do ar de admissão), os pontos de operação de motor são definidos por variáveis como rotação do virabrequim (RPM), pressão no coletor de admissão (MAP) ou posição da válvula borboleta (TPS), avanço de ignição (SPK), mistura ar-combustível (AF), temperatura do líquido de arrefecimento (T_{cool}) e temperatura do óleo (T).

Em geral, SPK e AF são definidos pela calibração do sistema de injeção eletrônica para cada ponto RPM e MAP . A temperatura T_{cool} fica regulada pela ação da válvula termostática e a temperatura T é, normalmente, mantida em valores aceitáveis por um trocador de calor. Por este motivo, as variáveis levadas em consideração para definir um ponto de operação do motor em um teste de mapeamento térmico são RPM e MAP .

Este modo convencional apresenta a vantagem da reprodução simples e precisão das medições. No entanto, ele não considera, por exemplo, o efeito do vento relativo ao veículo, o qual pode influenciar a perda de calor por convecção do cárter. Além disto, requer a montagem de motor em bancada de teste e sua instrumentação.

A proposta deste trabalho inclui verificar a possibilidade de realizar uma estimativa do balanço energético do motor em um dinamômetro de chassi, onde o veículo inteiro, ao invés de apenas o motor, seja medido. Caso isto seja possível, este procedimento pode se tornar uma alternativa para este tipo de ensaio, visando liberar capacidade de bancos de teste de motores para outras avaliações e aproveitar os eventuais períodos de ociosidade do dinamômetro de chassi.

4.2.1 Q_m com temperatura do líquido de arrefecimento constante

Utilizando a simplificação da temperatura do líquido de arrefecimento constante, propõe-se utilizar o seguinte procedimento para determinar a quantidade de calor que o motor rejeita ao óleo nos diversos pontos de operação.

- 1) Após ter realizado o procedimento descrito em 4.1.1, será possível determinar qual a perda de calor pelo cárter para uma certa velocidade V e uma certa temperatura do óleo. Escolher então uma condição de velocidade (do ventilador frontal) onde a perda de calor pelo cárter seja conhecida.
- 2) Montar o veículo no dinamômetro de chassi, da mesma forma que no item 4.1.1 e aquecer o motor para que a válvula termostática passe a regular a temperatura do líquido de arrefecimento.
- 3) Escolher uma RPM e uma condição de MAP (em 3ª marcha, por exemplo, e usando o freio do dinamômetro). Manter o veículo nesta condição até estabilização da temperatura do óleo.
- 4) Como na estabilização a quantidade de calor cedida pelo motor ao óleo é igual à quantidade de calor perdida pelo óleo Q_r (a qual, com os dados medidos em 4.1.1, pode ser determinada, para a velocidade escolhida, e para a temperatura de estabilização do óleo), obtém-se, para a condição de RPM e MAP escolhida, o valor de Q_m . Esta conclusão pode ser tirada também através da equação 3.12:

$$\frac{dT}{dt} + \frac{H}{mc} T = \left(\frac{HT_{air} + Q_m}{mc} \right), \text{ onde, após estabilização da temperatura do óleo,}$$

$dT/dt=0$ e $T=T_{estabilizado}$. Assim:

$$0 + \frac{H}{mc} T_{estabilizado} = \left(\frac{HT_{air} + Q_m}{mc} \right) = \frac{HT_{air}}{mc} + \frac{Q_m}{mc}$$

$$\frac{Q_m}{mc} = \frac{H}{mc} (T_{estabilizado} - T_{air})$$

$$\frac{Q_m}{mc} = K_3 V^n (T_{estabilizado} - T_{air}) \quad (4.6)$$

K_3 e n já são conhecidos do ítem 4.1.1.

- 5) O procedimento deve ser repetido para diversas condições de *RPM* e *MAP*, de forma que se tenha um conjunto de pares ordenados ($x=RPM$, $y=MAP$, $z=Q_m$), com os quais, através de uma regressão linear bidimensional, obtém-se os valores de K_1 e K_2 da equação 3.16.

Observação: durante a execução do ensaio, a princípio, seria possível manter sempre a mesma velocidade V do ventilador, a qual não precisa, necessariamente, corresponder à velocidade do veículo sobre o rolo. No entanto, o fluxo do ar precisa ser suficiente para não deixar o líquido de arrefecimento aquecer excessivamente.

4.2.2 Estimativa do balanço energético do motor

Considerando que é possível estimar a quantidade de calor repassada ao óleo lubrificante em diversas condições de funcionamento do motor sobre um dinamômetro de chassi (conforme proposto nos itens 4.1.1 e 4.2.1), neste parágrafo será sugerida a metodologia para completar uma estimativa do balanço energético do motor.

Segundo Gruden (1989) a energia contida no combustível segue quatro destinos principais (vide figura 2.5):

- para o eixo do motor, na forma de trabalho útil;
- para o líquido de arrefecimento, sendo então rejeitado para a atmosfera através do radiador;

- para o escapamento, na forma de fluxo de entalpia (uma vez que o gás de escape deixa o motor em alta temperatura e contendo sempre uma pequena concentração de combustível não queimado ou parcialmente oxidado);
- para o óleo de lubrificação e deste para a atmosfera, através do cárter.

Admite-se que o restante da energia do combustível seja dissipada de outras formas como a convecção e a radiação em outras partes do motor.

O trabalho útil pode ser estimado pelo freio do dinamômetro, considerando uma eficiência mecânica da transmissão e do acoplamento rodas-rolos. Uma calibração destas eficiências é recomendável, através da utilização de um veículo similar, cujo motor tenha sido medido em dinamômetro de motores.

A determinação do calor cedido para o líquido de arrefecimento pode ser realizado da forma usual, ou seja, através da medição das temperaturas na entrada e saída do radiador. Neste caso será preciso uma medição prévia da vazão líquido na mesma condição de válvula termostática a ser usada com o carro sobre o dinamômetro de chassi.

O fluxo de entalpia no escapamento pode ser determinado pela medição da temperatura dos gases no coletor de escape. A composição destes gases poderá ser estimada pela condição de operação (relação ar-combustível) que poderá ser medida com equipamento apropriado. Heywood, 1989 [21] apresenta uma forma para explicitar as entalpias envolvidas.

O fluxo em massa de gás de escape deve também ser determinado. Para tanto pode-se determinar o consumo de combustível (através da medição da largura de pulso dos injetores e do conhecimento prévio de sua curva característica) e a relação ar-combustível na condição de rodagem.

Finalmente, a parcela de energia perdida pelo óleo (no cárter) seria determinada pelo método proposto em 4.1.1. Será necessário saber a massa de óleo no sistema e o calor específico do mesmo.

4.2.3 Q_m com diferentes temperaturas do líquido de arrefecimento

Conforme visto na revisão bibliográfica, figura 2.13, deve ser esperado que a taxa de calor recebido pelo óleo em sua passagem pelo motor (Q_m) varie com a

temperatura do líquido de arrefecimento T_{cool} . A forma da curva incentivou-nos a propor que esta variação fosse linear (equação 3.17). O objetivo deste item é propor uma forma de medir Q_m com diferentes T_{cool} .

Alguns artifícios simples poderiam ser usados para conseguir o aumento da temperatura do líquido de arrefecimento: redução da área de passagem de ar pelo radiador, inversão do sentido de giro do ventilador, funcionamento do motor com baixa velocidade do ventilador frontal, etc.

Técnicas similares são propostas para reduzir a temperatura do líquido de arrefecimento durante o funcionamento do motor: uso de radiador mais eficiente, (caso isto seja possível), retirada do condensador (caso este esteja presente), aumento do fluxo de ar pela ligação forçada (*by-pass* do interruptor térmico ou da ECU) do ventilador do motor, funcionamento do motor com alta velocidade do ventilador frontal, etc.

4.2.4 Medição de outros parâmetros

Tanto a calibração do modelo para estimação da temperatura do ar ambiente, como para estimativa da temperatura inicial do óleo (ao ligar-se o motor) podem ser realizadas no dinamômetro de chassi.

Desta forma, acredita-se que todo o modelo proposto para estimação da temperatura do óleo pode ser calibrado com a ajuda deste dispositivo.

Conforme mencionado anteriormente, os valores obtidos no dinamômetro de chassi não necessariamente devem ser os definitivos para a modelagem. Correções posteriores, por meio de testes em veículo podem melhorar a precisão do modelo em situações de rodagem onde isto se fizer necessário.

Neste trabalho, no entanto, o teste da modelagem mostrado no capítulo 5 usa diretamente os dados obtidos no dinamômetro de chassi.

5. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

5.1 Medição da taxa de calor perdido pelo óleo Q_r

Seguindo o procedimento proposto no item 4.1.1, foram realizados testes com um veículo Volkswagen-Fox com um motor similar ao descrito pela tabela 3.1. Selecionou-se velocidades de $V=140, 120, 100, 80, 60, 40$ e 20 km/h para o ventilador externo. O gráfico da figura 5.1 mostra como varia a função logaritmo natural da diferença entre as temperaturas instantânea do óleo e do ar ambiente, para a velocidade $V=100$ km/h.

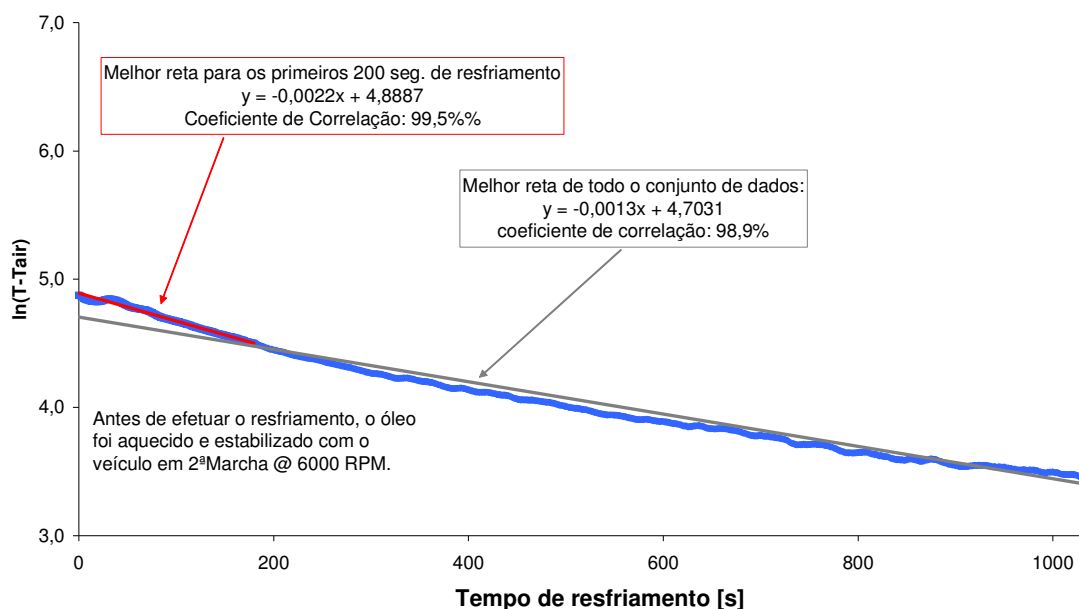


Figura 5.1: Resfriamento do óleo com velocidade do vento relativo $V=100$ km/h. Veículo Fox EA-111 1.6l

Gráficos similares foram traçados para as velocidades mencionadas acima e as regressões lineares foram feitas sempre para os primeiros 200 segundos de resfriamento. O resultado de todos os testes está apresentado na tabela 5.1.

A razão para se utilizar apenas os primeiros 200 segundos foi a melhoria da precisão do coeficiente angular da reta, no período inicial do resfriamento, o qual será mais usual durante o funcionamento do veículo. O coeficiente de correlação para esta condição indica um bom ajuste dos dados à reta de regressão.

Tabela 5.1: Coeficientes de convecção do cárter para diversas velocidades

Velocidade do Ventilador Frontal V [km/h]	Equação da Regressão Linear (p/ primeiros 200 s) $Y=A.t+B$	Coeficiente de correlação (p/ os primeiros 200 s) [%]	Coeficiente de Convecção (= -A) H/mc [s^{-1}]
20	$-0,782.10^{-3}.t+4,86$	98,0	$0,782.10^{-3}$
40	$-1,17.10^{-3}.t+4,89$	98,6	$1,17.10^{-3}$
60	$-1,68.10^{-3}.t+4,89$	99,5	$1,68.10^{-3}$
80	$-2,04.10^{-3}.t+4,95$	100,0	$2,04.10^{-3}$
100	$-2,18.10^{-3}.t+4,89$	99,5	$2,18.10^{-3}$
120	$-2,49.10^{-3}.t+4,83$	100,0	$2,49.10^{-3}$
140	$-2,64.10^{-3}.t+4,84$	100,0	$2,64.10^{-3}$

Conforme visto no item 4.1.1, o coeficiente angular representa o valor em módulo do coeficiente de convecção do cárter, dividido pela massa de óleo e pelo calor específico do mesmo (ambos admitidos constantes).

Deve-se observar que o coeficiente linear B da reta de regressão apresenta valores parecidos para todas as velocidades. Este parâmetro representa o valor de $\ln[T_0-T_{air}]$. Como se procurou que a temperatura inicial do teste de resfriamento fosse sempre a mesma, era de se esperar que os valores ficassem similares. Outra observação importante é que o valor do coeficiente de correlação piora para velocidades menores, provavelmente pelo aumento da importância do fenômeno de transferência de calor por convecção natural.

O gráfico da figura 5.2 mostra os pares ordenados $(x, y) = (\ln V, \ln [H/mc])$ e a reta de regressão linear destes pontos. Observa-se também neste gráfico, que os pontos se arranjam bem próximos de uma reta, com coeficiente de correlação acima de 99%.

O coeficiente angular A e o coeficiente linear B permitem uma estimativa dos parâmetros da equação 3.18 para o motor e o veículo em teste ($n=A$ e $K_3=e^B$). Esta equação, para este caso, fica com o seguinte formato:

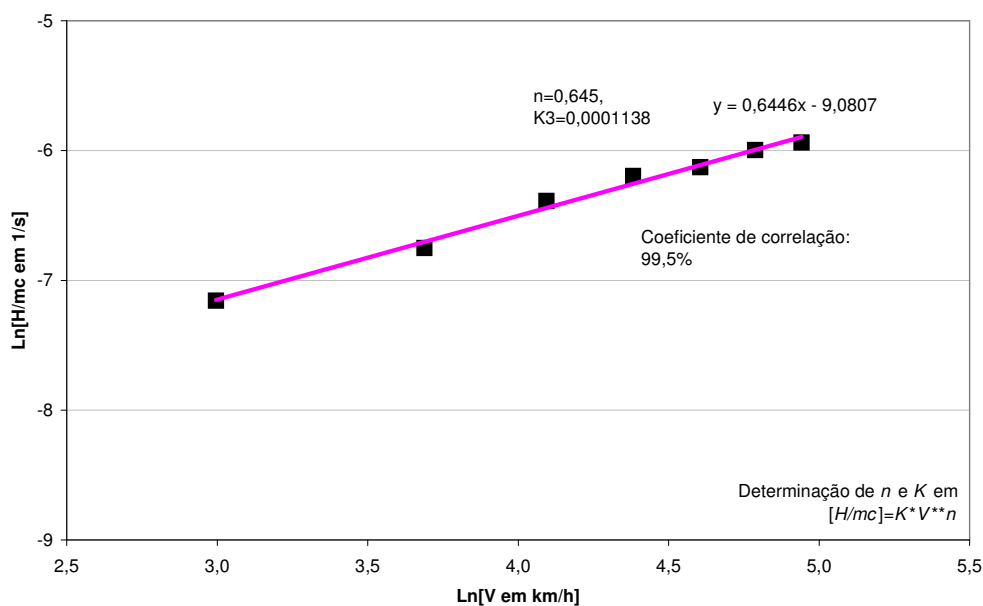


Figura 5.2: Determinação dos parâmetros da equação $H/mc=K_3*V^n$ (primeiros 200 segundos de resfriamento)

$$\frac{H}{mc} = 1,138 \cdot 10^{-4} V^{0,645} \text{ [s}^{-1}\text{]} \quad (5.1)$$

A expressão 5.1 é válida quando a velocidade é suficiente para uma convecção forçada no cárter.

O próximo passo é a determinação da taxa de perda de calor com velocidade zero, ou seja, convecção natural. Seguiu-se inicialmente o procedimento que usa a equação 4.5, na qual se propõe a usar valores do logaritmo da derivada numérica da temperatura do óleo. Neste caso, não se obteve um bom resultado, como é mostrado nas figuras 5.3 e 5.4.

A figura 5.3 permite verificar que, com uma taxa de aquisição de um ponto a cada cinco segundos, há uma série de valores de $d(T-T_{air})/dt$ positivos (indicando uma pequena subida da temperatura neste intervalo de tempo), o que não deveria ocorrer, uma vez que se trata de um resfriamento. Além disto, um valor positivo de $d(T-T_{air})/dt$ implica a não existência do logaritmo proposto na equação 4.5.

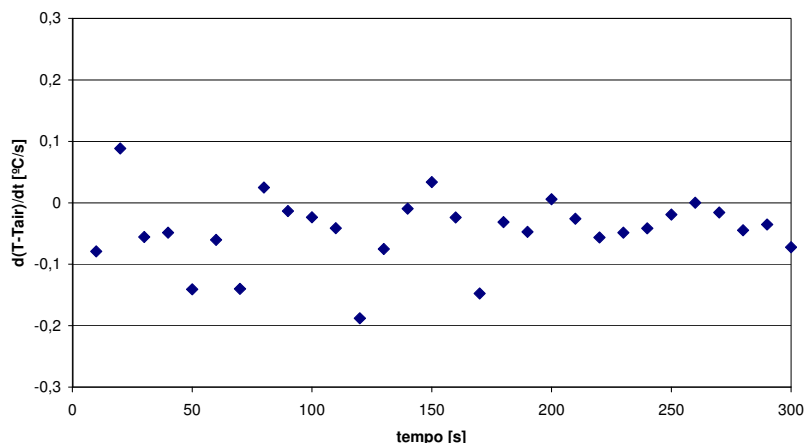


Figura 5.3: Evolução da taxa de queda da temperatura do óleo em resfriamento natural

Tentou-se então eliminar os pontos acima de zero da figura 5.3 aumentando-se o intervalo de tempo considerado para 60 segundos. Com isto, fica garantido que a diferença de temperatura entre um instante considerado e o anterior, seguramente, é menor que zero, permitindo o cálculo do logaritmo pedido na equação 4.5.

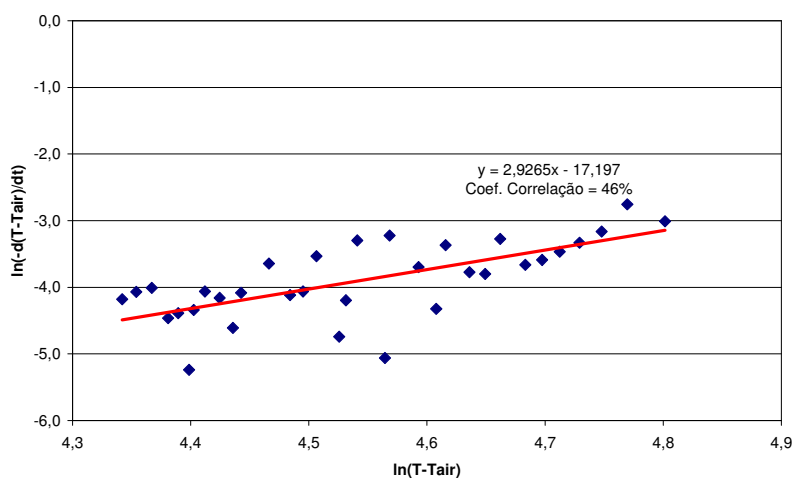


Figura 5.4: Determinação dos coeficientes p e K_4 a partir da equação 4.5

No entanto, mesmo com esta filtragem dos dados medidos (usando os pontos adquiridos apenas a cada minuto e desprezando os intermediários), após a recolocação dos pontos $(x, y) = (\ln(T - T_{\text{air}}), \ln(-d(T - T_{\text{air}})/dt))$ no gráfico, observa-se um fraco coeficiente de correlação, embora os dados se alinhem em torno da melhor reta (figura 5.4).

Há a necessidade de buscar uma alternativa para determinar as constantes p e K_4 . Utilizou-se então a equação 4.4. Construiu-se um gráfico com os dados reais medidos e traçou-se a curva estimada por esta equação com coeficientes p e K_4 quaisquer (planilha de cálculos). A partir destes gráficos alterou-se os parâmetros p e K_4 , até que as curvas real e estimada ficassem próximas. O resultado final deste processo de tentativa e erro está mostrado na figura 5.5.

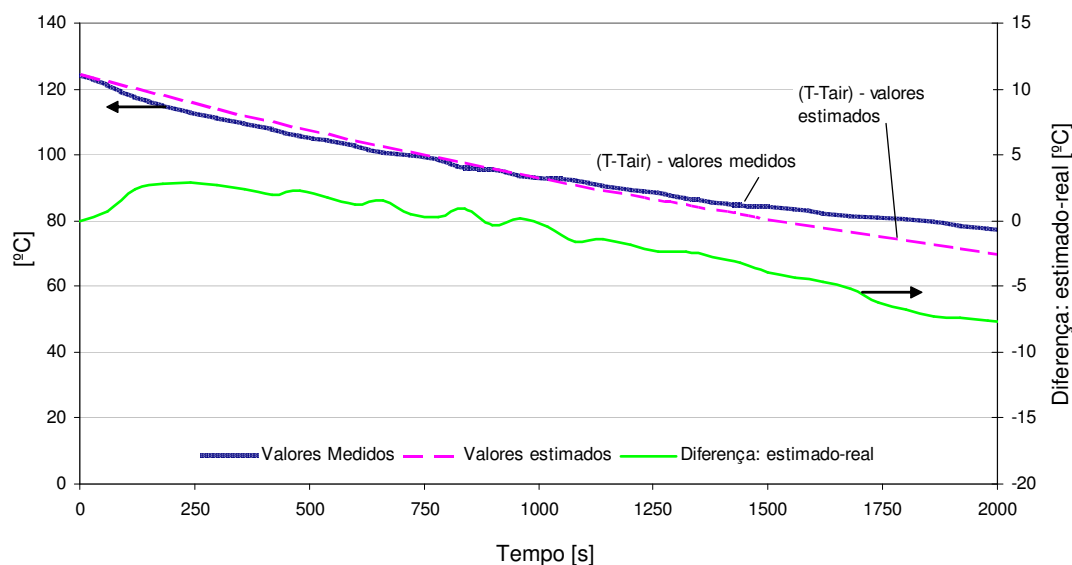


Figura 5.5: Determinação dos coeficientes p e K_4 a partir da equação 4.4 por tentativa e erro

A condição da figura foi conseguida com $K_4 = 1,9 \cdot 10^{-4}$ e $p = 0,0931$, considerando um valor inicial de $T - T_{air}$ de $124,6^\circ\text{C}$. Assim, as equações 4.4 e 3.19 ficaram com o seguinte formato:

$$T(t) = T_{air} + \left\{ \frac{1}{1,9 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0931 \cdot t + [T_0 - T_{air}]^{-0,0931}} \right\}^{1/0,0931} \quad [^\circ\text{C}] \quad (5.2)$$

$$\frac{H}{mc} = 1,9 \cdot 10^{-4} [T(t - \Delta t) - T_{air}]^{0,0931}, \text{ para convecção natural } [s^{-1}] \quad (5.3)$$

Com isto, para várias condições de velocidade do ventilador, durante a fase de resfriamento do óleo, determinou-se o coeficiente de troca por convecção H/mc . Deve-se lembrar que a velocidade do ventilador, supostamente, representa a velocidade do veículo e que a metodologia experimental usada até aqui teve como objetivo a estimativa do coeficiente de convecção do cárter de óleo com o veículo em movimento.

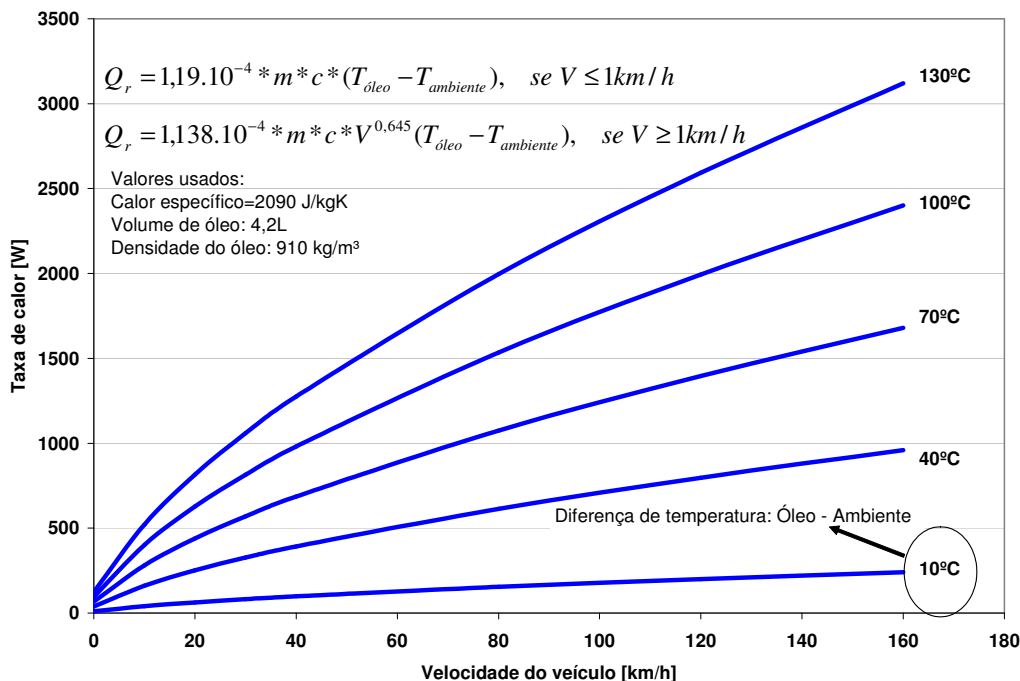


Figura 5.6: Taxa de perda de calor pelo cárter

Os resultados desta parte do trabalho permitem que se faça uma estimativa da dissipação de calor no cárter com o veículo em movimento. Para tanto, traçou-se o gráfico da figura 5.6, por meio das equações 5.1 e 5.3, utilizando-se valores numéricos (expressos no gráfico) para a massa e o calor específico do óleo.

5.2 Medição do calor cedido ao óleo pelo motor Q_m

A estimativa do fluxo de calor que o motor cede ao óleo seguiu o procedimento proposto em 4.2.1. A tabela 5.2 mostra o resultado das medições.

Tabela 5.2: Resumo do protocolo de medição em dinamômetro de chassi

RPM	Pressão absoluta coletor	Velocidade Ventilador	T_{cool}	T Estabilização óleo (cárter)	T_{air}	Cálculo Q_m
	mbar	km/h	°C	°C	°C	kW
1000	240	20	95,5	101,4	23,1	0,49
1000	380	25	90,3	101,5	23,6	0,56
1000	510	25	95,3	104,0	22,6	0,59
1000	650	35	93,2	107,6	23,2	0,76
1000	780	40	94,4	108,5	24,6	0,82
1000	920	50	91,0	107,9	23,5	0,96

Tabela 5.2: Continuação						
2000	200	23	93,3	110,8	16,9	0,64
2000	340	31	93,0	113,2	17,1	0,80
2000	490	37	92,4	115,7	16,8	0,92
2000	630	43	93,0	117,8	16,6	1,04
2000	780	49	93,0	119,6	16,7	1,15
2000	920	53	93,6	120,0	16,7	1,22
3000	200	33	94,2	121,4	16,8	0,91
3000	350	42	94,1	123,9	16,5	1,09
3000	500	50	94,2	127,2	16,4	1,26
3000	660	60	93,5	129,2	16,5	1,44
3000	810	66	93,8	130,5	16,6	1,54
3000	960	74	93,8	130,6	17,0	1,66
4000	200	42	94,3	131,2	16,2	1,16
4000	340	53	94,4	133,1	16,2	1,38
4000	480	68	93	136,1	16,7	1,65
4000	630	77	93,7	139,1	16,6	1,83
4000	770	86	93,8	140,3	16,6	1,99
4000	910	95	93,3	140,8	16,5	2,13
5000	200	58	93,9	141,4	15,8	1,57
5000	340	69	94,3	143,0	16,2	1,77
5000	480	82	94,3	145,7	16,2	2,02
5000	620	97	93,9	147,3	15,9	2,28
5000	760	116	92,8	147,4	15,7	2,57
5000	900	125	94,5	149,2	16,2	2,72
6000	200	69	94,3	150,0	15,8	1,87
6000	340	80	94,3	153,3	16,2	2,10
6000	480	97	94,2	155,4	15,7	2,43
6000	620	117	93,2	156,4	16,1	2,75
6000	760	135	94,7	159,2	15,8	3,08
6000	900	145	>98	162,0	15,7	3,30
Marcha do veículo= 3ª					volume[l]=	4,2
			K3=	1,14E-04	m[kg]=	3,8
			n=	0,645	c[J/kgK]=	2090

Observações:

O cálculo de Q_m da tabela 5.2 tomou como base a equação 5.3.

$$Q_m = Q_r = \frac{H}{mc} * mc * (T - T_{air}) = 1,138.10^{-4} V^{0,645} * 3,8 * 2090 * (T_{estabilização} - T_{air}) \quad (5.3)$$

A equação 5.3 considera que, na estabilização da temperatura do óleo, o calor cedido a ele pelo motor é o mesmo que é perdido por convecção no cárter ($Q_m=Q_r$).

A velocidade do ventilador foi selecionada de forma independente da condição de velocidade do veículo sobre os rolos do dinamômetro. A regulagem do ventilador frontal do dinamômetro foi feita de forma que a temperatura do líquido de arrefecimento ficasse, aproximadamente, constante. Isto foi possível até próximo da condição de $RPM=6000$ e plena carga, a partir da qual toda a potência do ventilador não foi suficiente para manter a temperatura do líquido de arrefecimento, nem do próprio óleo (veja dados sublinhados e marcados em vermelho na tabela 5.2).

Por motivos de disponibilidade de recursos, deve ser observado que os veículos (e seus respectivos motores) usados nos experimentos do item 5.1 e 5.2 são diferentes, embora de modelo similar. Seria aconselhável, naturalmente, utilizar exatamente o mesmo veículo em todos os ensaios.

Ainda sobre a tabela 5.2, deve-se informar que este ensaio foi iniciado em um dia e terminado em outro, também por disponibilidade e priorização de recursos. Isto pode ser observado pela diferença da temperatura do ar ambiente (T_{air}) na primeira batelada de valores (1000 RPM) e nas outras.

Os valores de RPM e pressão absoluta no coletor de admissão (MAP) foram medidos utilizando os sensores do sistema de injeção eletrônica do motor.

De posse dos valores de Q_m calculados na tabela foi possível traçar os gráficos das figuras 5.7, 5.8. A primeira delas mostra como varia o fluxo de calor para o óleo em função da pressão absoluta no coletor de admissão (MAP). A seguinte representa a mesma grandeza, porém em função da rotação do motor (RPM). Em ambas as figuras, equações de correlação fornecidas pelo Excel foram mantidas próximas às curvas, com o respectivo coeficiente de correlação.

As boas correlações obtidas mostram que Q_m é função de RPM e de MAP , pelo menos na situação deste teste, onde a temperatura do líquido de arrefecimento foi forçada a permanecer constante. A figura 5.9 mostra a variação de Q_m com RPM e MAP em um gráfico tridimensional.

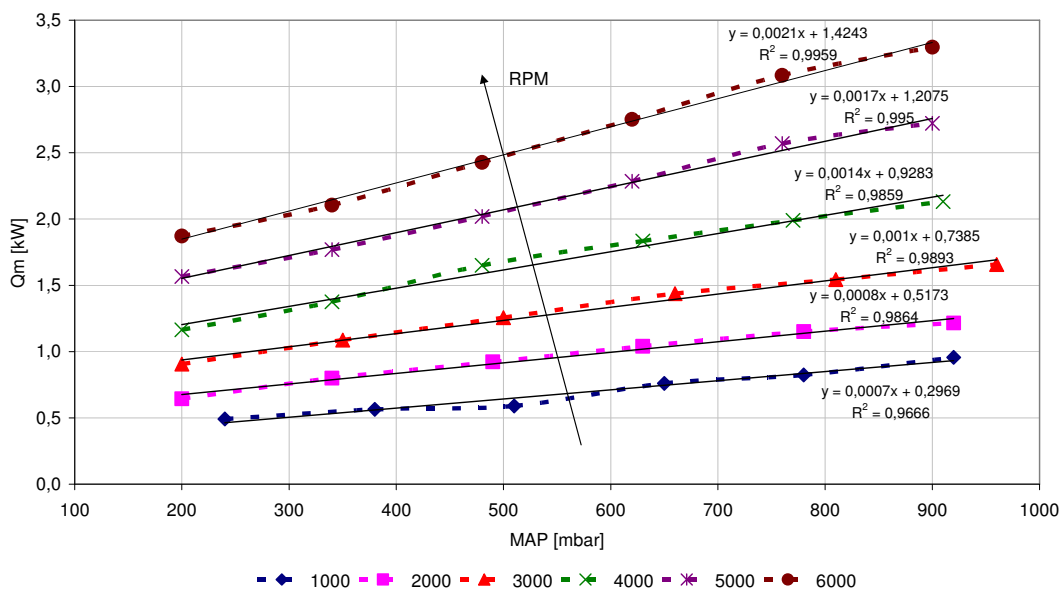


Figura 5.7: Taxa de calor para o óleo (função de MAP)

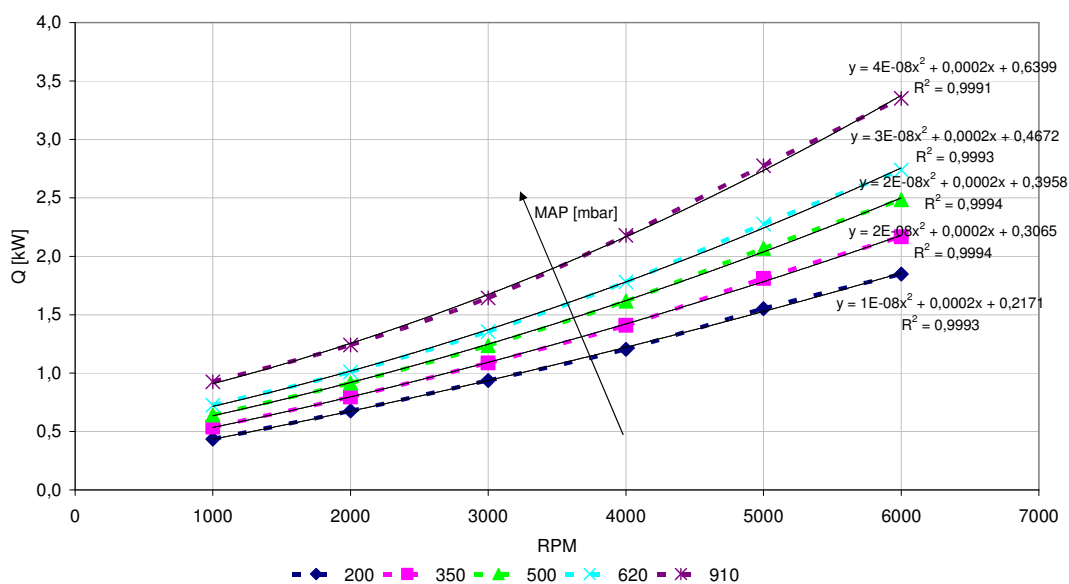


Figura 5.8: Taxa de calor para o óleo (função de RPM)

No item 3.5.1, foi proposto que Q_m fosse representado por uma equação linear (vide equação 3.16). Para tanto, foi feita uma regressão linear bidimensional, método dos mínimos quadrados, descrita a seguir.

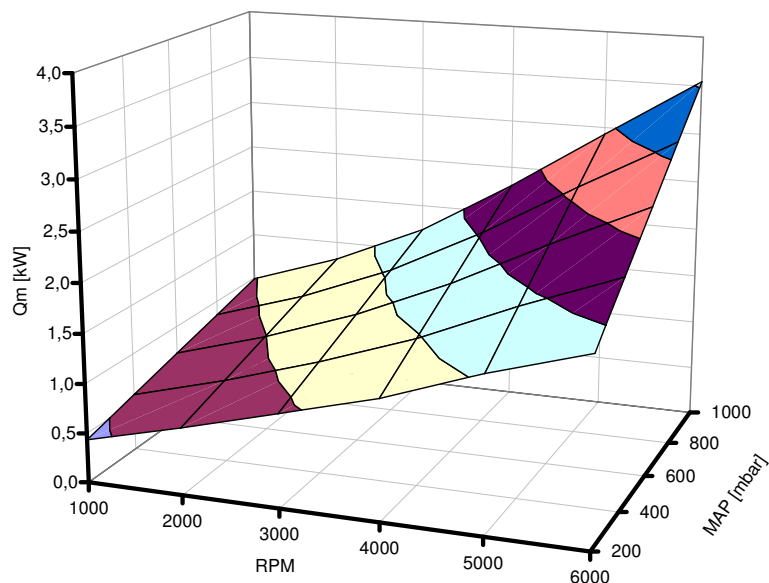


Figura 5.9: Taxa de calor do motor para o óleo

$$z(x, y) = Ax + By + C \quad (5.4)$$

$$S = \sum_{i=1}^m (z(x, y) - z_i)^2 = \sum_{i=1}^m (Ax + By + C - z_i)^2 \quad (5.5)$$

A expressão 5.4 representa a equação de um plano e a equação 5.5, a soma das distâncias dos pontos medidos ao plano (S), o qual tem três graus de liberdade (A, B e C). Estes coeficientes devem ser escolhidos de forma que a soma das distâncias ao plano seja mínima. Para tanto, o gradiente de S em relação a A, B e C deve ter valor nulo. O valor nm representa o número de medições (linhas da tabela 5.2).

$$\frac{\partial S}{\partial A} = 2 \sum_{i=1}^{nm} (Ax_i + By_i + C - z_i)x_i = 0 \Rightarrow A \sum_{i=1}^{nm} x_i^2 + B \sum_{i=1}^{nm} x_i y_i + C \sum_{i=1}^{nm} x_i = \sum_{i=1}^{nm} z_i x_i \quad (5.6)$$

$$\frac{\partial S}{\partial B} = 2 \sum_{i=1}^{nm} (Ax_i + By_i + C - z_i)y_i = 0 \Rightarrow A \sum_{i=1}^{nm} x_i y_i + B \sum_{i=1}^{nm} y_i^2 + C \sum_{i=1}^{nm} y_i = \sum_{i=1}^{nm} z_i y_i \quad (5.7)$$

$$\frac{\partial S}{\partial C} = 2 \sum_{i=1}^{nm} (Ax_i + By_i + C - z_i)1 = 0 \Rightarrow A \sum_{i=1}^{nm} x_i + B \sum_{i=1}^{nm} y_i + Cnm = \sum_{i=1}^{nm} z_i \quad (5.8)$$

As equações acima são lineares e podem ser representadas na forma matricial.

$$\begin{bmatrix} \sum_{i=1}^{nm} x_i^2 & \sum_{i=1}^{nm} x_i y_i & \sum_{i=1}^{nm} x_i \\ \sum_{i=1}^{nm} x_i y_i & \sum_{i=1}^{nm} y_i^2 & \sum_{i=1}^{nm} y_i \\ \sum_{i=1}^{nm} x_i & \sum_{i=1}^{nm} y_i & nm \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} A \\ B \\ C \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \sum_{i=1}^{nm} z_i x_i \\ \sum_{i=1}^{nm} z_i y_i \\ \sum_{i=1}^{nm} z_i \end{Bmatrix} \quad (5.9)$$

Observar que a formulação do sistema de equações 5.9 é geral. Para o caso particular da tabela 5.2, tem-se $x=RPM$, $y=MAP$, $z=Q_m$ e $nm=36$. Substituindo os valores calculados a partir da tabela 5.2, obtém-se:

$$\begin{bmatrix} 5,46 * 10^8 & 7,03 * 10^7 & 1,26 * 10^5 \\ 7,03 * 10^7 & 1,35 * 10^7 & 2,03 * 10^4 \\ 1,26 * 10^5 & 2,03 * 10^4 & 36 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} A \\ B \\ C \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 2,38 * 10^5 \\ 3,43 * 10^4 \\ 56,47 \end{Bmatrix} \Rightarrow$$

$$\begin{Bmatrix} A \\ B \\ C \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 3,90 * 10^{-4} \\ 1,27 * 10^{-3} \\ -5,16 * 10^{-1} \end{Bmatrix}$$

Os valores de A , B e C foram usados para traçar o gráfico da figura 5.10, o qual representa a regressão linear bidimensional dos pontos da tabela 5.2. Deve-se observar que a equação 3.16 fica (com $K_1=A$ e $K_2=B$ e C):

$$Q_m = 3,90 * 10^{-4} * RPM(t) + 1,27 * 10^{-3} * MAP(t) - 5,16 * 10^{-1} \text{ [kW]} \quad (5.10)$$

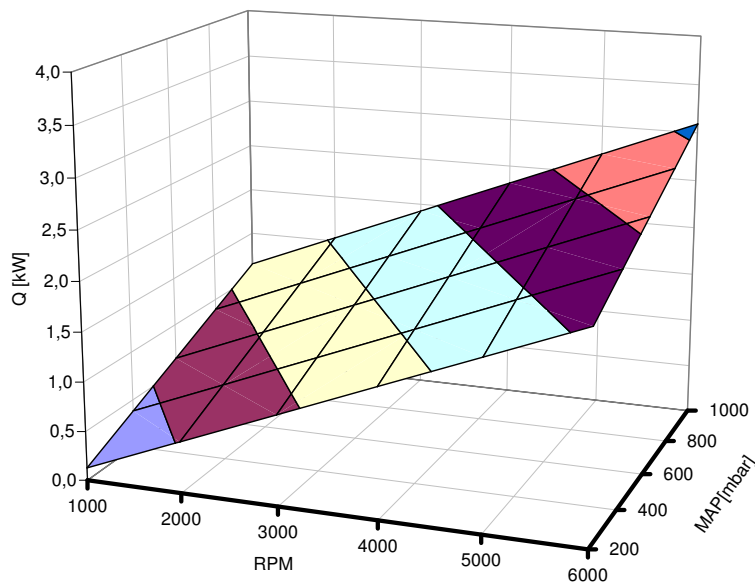


Figura 5.10: Regressão linear da taxa de calor para o óleo

5.3 Taxa de calor cedido Q_m com outra temperatura de líquido de arrefecimento

O procedimento do item 5.2 foi repetido buscando-se manter a temperatura do líquido de arrefecimento do motor em um nível mais baixo, por meio do ventilador do dinamômetro de chassi. A válvula termostática do veículo foi mantida aberta para que, mesmo com uma baixa temperatura, houvesse circulação de água pelo radiador.

O objetivo deste teste foi verificar a viabilidade de calibração da dependência de Q_m com a temperatura do líquido de arrefecimento no dinamômetro de chassi. Escolheu-se um nível de temperatura do líquido em torno de 75°C .

Como resultado relevante, observou-se que para rotações superiores a 3000 RPM não foi possível, com o ventilador do dinamômetro, manter a temperatura desejada do líquido. Portanto, o teste só foi executado em três rotações. As figuras 5.11 e 5.12 mostram como ficou a taxa de calor para o óleo Q_m nesta condição. Observando-se estes gráficos, conclui-se que a taxa de calor para o óleo aumentou com a redução da temperatura do líquido de arrefecimento.

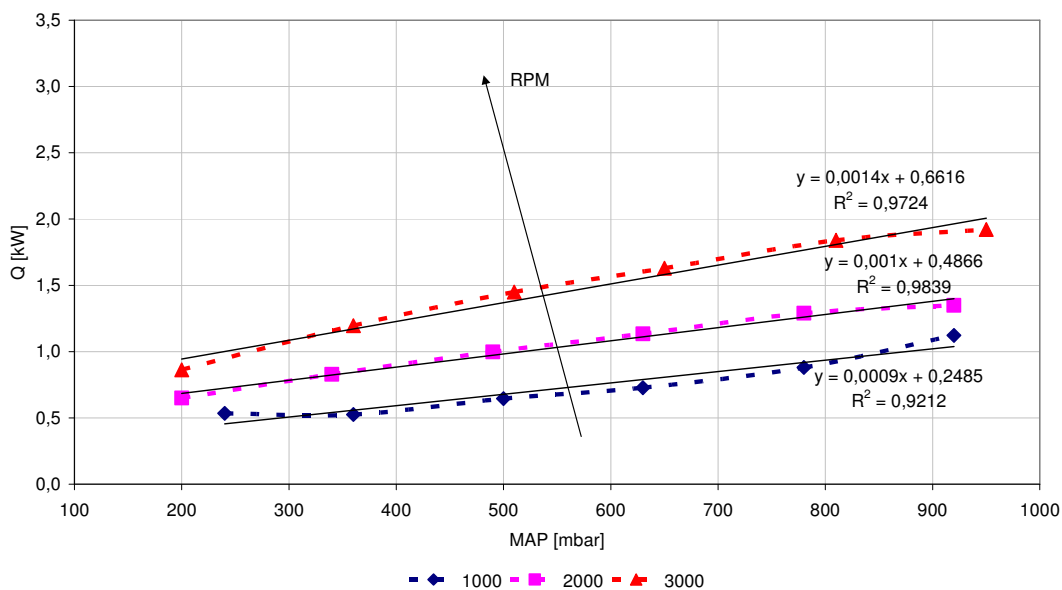


Figura 5.11: Taxa de calor para o óleo (função de MAP) com menor temperatura do refrigerante (em torno de 75°C)

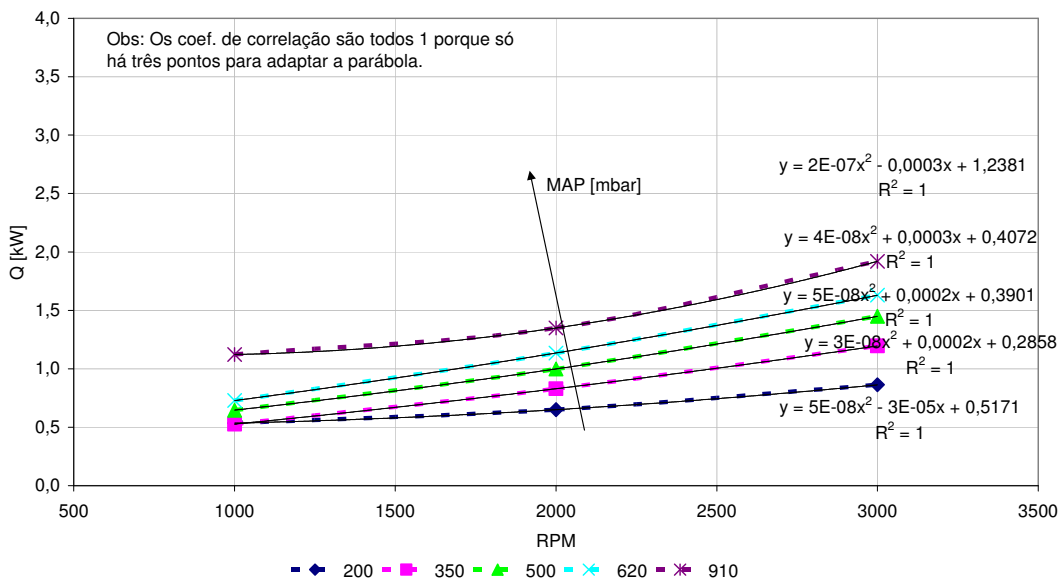


Figura 5.12: Taxa de calor para o óleo (função de RPM) com menor temperatura do refrigerante (em torno de 75°C)

Com os resultados deste experimento seria possível realizar outra regressão linear bidimensional como no item anterior. Decidiu-se, no entanto, não prosseguir com a análise, pois o resultado de Q_m (crescente com a redução da temperatura do líquido de arrefecimento) não representa a tendência esperada. Os motivos para tal comportamento são discutidos no item 6.2.

5.4 Avaliação das propostas para estimar a temperatura inicial do óleo

No item 3.5.3 foram sugeridos métodos para estimação da temperatura inicial do óleo. Este procedimento é necessário para um observador tipo “open loop” (ver item 3.6.4), o qual parte de uma temperatura inicial e soma ou subtrai pequenas quantidades de calor, cujos valores variam de acordo com o ponto de funcionamento do motor (equação 3.15).

Conforme mencionado em 3.5.3, partindo-se com o veículo frio, após longo período (da ordem de horas) sem o funcionamento do motor, é possível assumir que a temperatura do óleo esteja bem próxima da temperatura do líquido de arrefecimento, que é medida na saída do motor. Porém, quando o veículo não se encontra suficientemente frio, é necessário um procedimento melhor para esta estimativa.

A primeira idéia seria uma correlação entre a temperatura do líquido de arrefecimento e do óleo. Para verificar se existe tal correlação, o veículo de teste foi aquecido parado e sem carga até que o óleo atingisse 130°C e então desligado. Foram executados três testes, sendo que, em cada um deles, esperou-se o resfriamento natural do óleo até uma certa temperatura (no 1º teste=100°C, no 2º teste=80°C e no 3º teste=60°C). A figura 5.13 mostra a relação entre a temperatura do óleo e do líquido de arrefecimento durante os resfriamentos.

Pode ser observado no gráfico que, quanto menor o tempo de parada, pior a correlação entre o líquido de arrefecimento e o óleo no cárter. O motivo para isto é o aquecimento do líquido de arrefecimento na parte superior do motor, em virtude da parada da bomba d’água e da circulação do líquido, conforme mostrado na figura 5.14.

A segunda alternativa para estimação da temperatura inicial do óleo seria a contagem do tempo decorrido desde o desligamento do motor. A viabilidade desta proposta parece ser melhor, como mostrado também na figura 5.14. Nos três testes de resfriamento citados anteriormente, a forma de decaimento da temperatura do óleo (como era de se esperar) foi repetitiva. A equação para a estimação da temperatura do óleo pode ser a própria equação 4.4 ou, conforme proposto no item 3.5.3, por meio de uma simplificação, a equação 3.24.

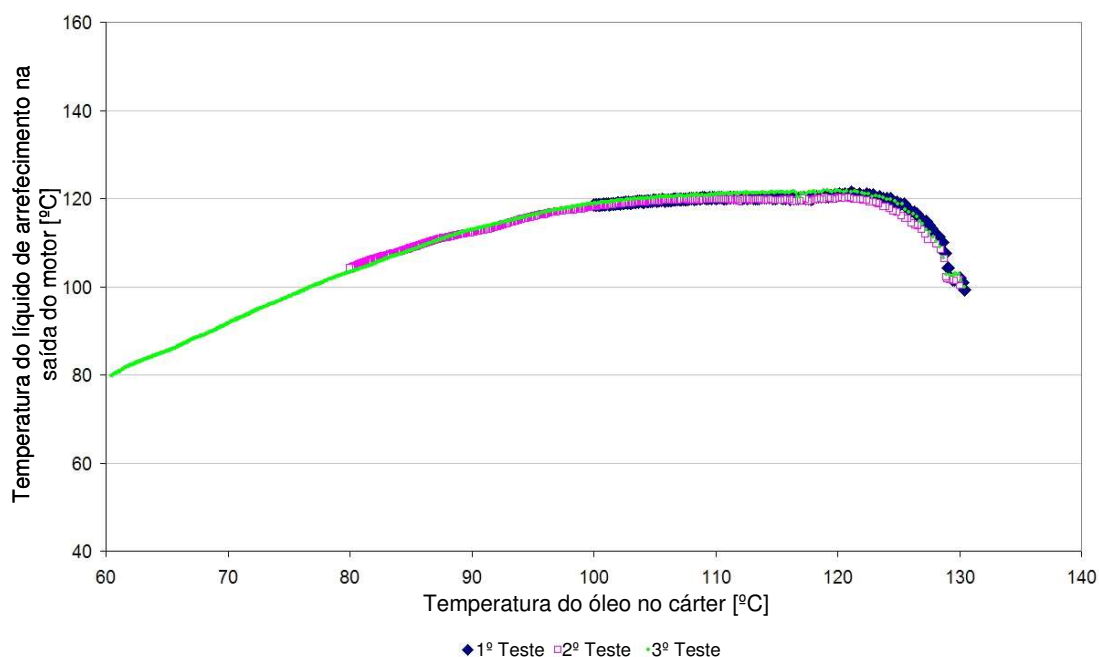


Figura 5.13: Correlação entre temperatura do refrigerante e temperatura do óleo ao longo de resfriamento do motor

No entanto, atualmente, não faz parte da capacidade das unidades de controle eletrônicas (ECUs) dos automóveis (pelo menos os nacionais) contarem com algum tipo de relógio interno ou no veículo que funcionem mesmo com o carro desligado. Portanto, a implementação de uma rotina deste tipo ficaria vinculada ao desenvolvimento deste recurso.

Uma terceira alternativa para estimação da temperatura inicial do motor é considerar que haja uma relação entre a temperatura do líquido de arrefecimento e do óleo alguns segundos (por exemplo, 30 segundos) após a partida do motor. Com isto, o líquido de arrefecimento teria a possibilidade de circular pelo motor e chegar a uma temperatura média mais representativa da condição térmica das peças do motor e do óleo no cárter.

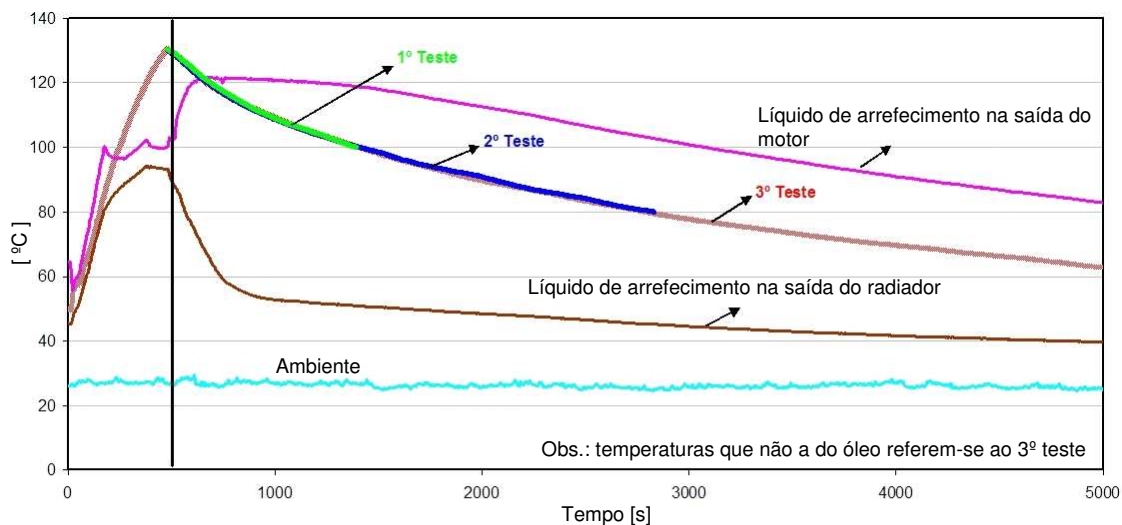


Figura 5.14: Resfriamento do motor após aquecimento em vazio até a temperatura do óleo de 130°C

A título de exemplo, utilizando-se o experimento descrito pelos gráficos das figuras 5.13 e 5.14, procedeu-se a partida do motor após cada um dos testes de resfriamento, deixando que o motor funcionasse em marcha lenta. Após 30 segundos de funcionamento, tomou-se a temperatura do líquido de arrefecimento e do óleo. Na figura 5.15 mostra-se como variou a diferença entre estas duas temperaturas em função da temperatura do líquido de arrefecimento 30 segundos após a partida.

Para reduzir então o erro de estimação da temperatura inicial do óleo, pode ser criada uma função na ECU que estime este parâmetro a partir de uma rotina como:

Se $T_{cool}(t=0) < 50^{\circ}\text{C}$ então $T = T_{cool}$, caso contrário

$$T = T_{cool}(t=30s) + f(T_{cool})$$

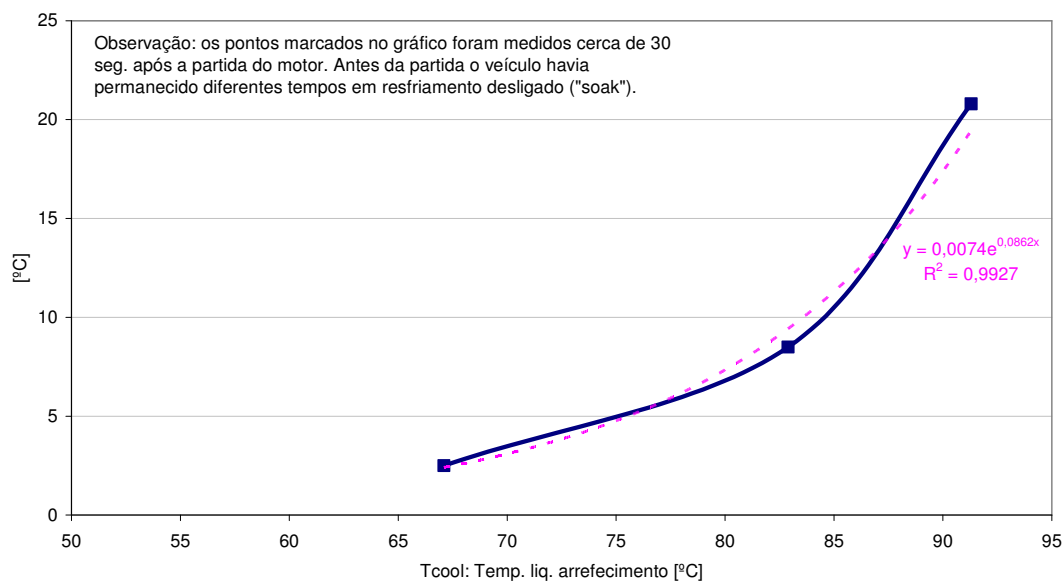


Figura 5.15: Diferença entre as temperaturas do óleo e do líquido de arrefecimento em função desta última, trinta segundos após partida

A função $f(T_{cool})$, para o caso do veículo testado, segue o formato de uma exponencial, como mostrado na curva ajustada aos pontos do gráfico e não uma forma linear como proposto pela equação 3.21.

Mais uma vez cabe uma crítica de que os pontos da figura foram encontrados a partir de um teste em condições específicas. Uma série maior de testes deveria completar esta análise, para uma melhor avaliação do erro cometido na estimação.

5.5 Teste da equação de simulação da temperatura do óleo

Alguns testes simples foram realizados para verificação da viabilidade do uso da expressão derivada para simulação da temperatura do óleo. O primeiro e o segundo consistiram em rodar um veículo instrumentado na rua, em condição de tráfego urbano, durante alguns minutos, verificando se haveria uma defasagem muito grande entre temperatura do óleo medida no cárter e temperatura do óleo calculada. Conforme a proposta deste trabalho, foi utilizada a equação 3.15:

$$T(t) = T(t - \Delta t) + \left\{ \frac{Q_m}{mc} - \frac{H}{mc} [T(t - \Delta t) - T_{air}] \right\} \Delta t$$

Q_m/mc e H/mc foram substituídos pelas expressões propostas nos itens 3.5.1 e 3.5.2, cujos parâmetros numéricos foram encontrados conforme descrito nos itens 5.1 e 5.2 e expressos nas equações 5.1, 5.2 e 5.10.

$$Q_m = 0,39 * RPM(t) + 1,27 * MAP(t) - 516 \quad [\text{W}],$$

$$\frac{H}{mc} = 1,138 \cdot 10^{-4} V^{0,645} \quad [\text{s}^{-1}] \quad \text{para } V > 1 \text{ km/h}$$

$$\frac{H}{mc} = 1,9 \cdot 10^{-4} [T(t - \Delta t) - T_{air}]^{0,0931} \quad [\text{s}^{-1}] \quad \text{para } V = 0 \text{ km/h}$$

O cálculo da temperatura foi realizado em uma planilha “Excel”.

Os gráficos das figuras 5.16 e 5.17 mostram como variou o cálculo da temperatura em relação à temperatura do óleo medida. Na figura 5.16 observa-se uma tendência da temperatura calculada ficar sistematicamente abaixo da temperatura medida no cárter. Uma hipótese para isto é o fato de, nas regiões de baixa rotação (RPM) e baixa pressão no coletor de admissão (MAP , omitida do gráfico), a regressão linear de Q_m , ficar abaixo do valor medido, o que pode ser

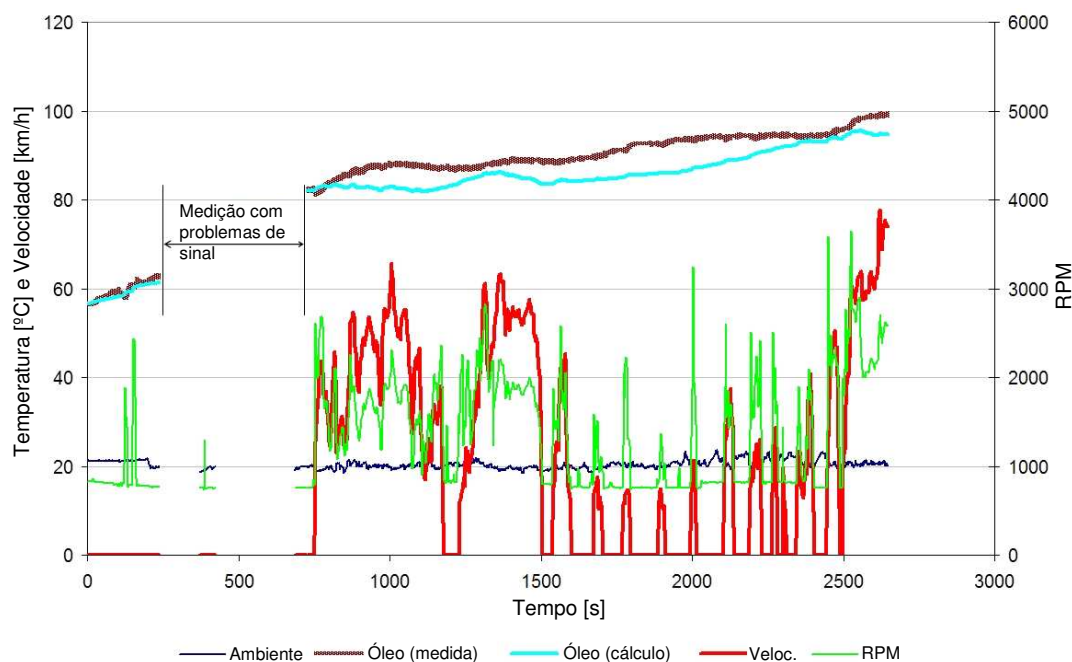


Figura 5.16: Medição e cálculo da temperatura do óleo em condição de trânsito urbano

comprovado pela comparação das figuras 5.9 e 5.10.

Outra possível hipótese foi o fato do cálculo realizado na planilha não ter levado em conta efeitos da temperatura do líquido de arrefecimento, uma vez que faltaram dados neste trabalho para que esta relação fosse determinada. No item 5.3 foi encontrado, para uma temperatura mais baixa do refrigerante, uma maior taxa de calor Q_m . Um maior valor de Q_m levaria o cálculo a temperaturas calculadas maiores.

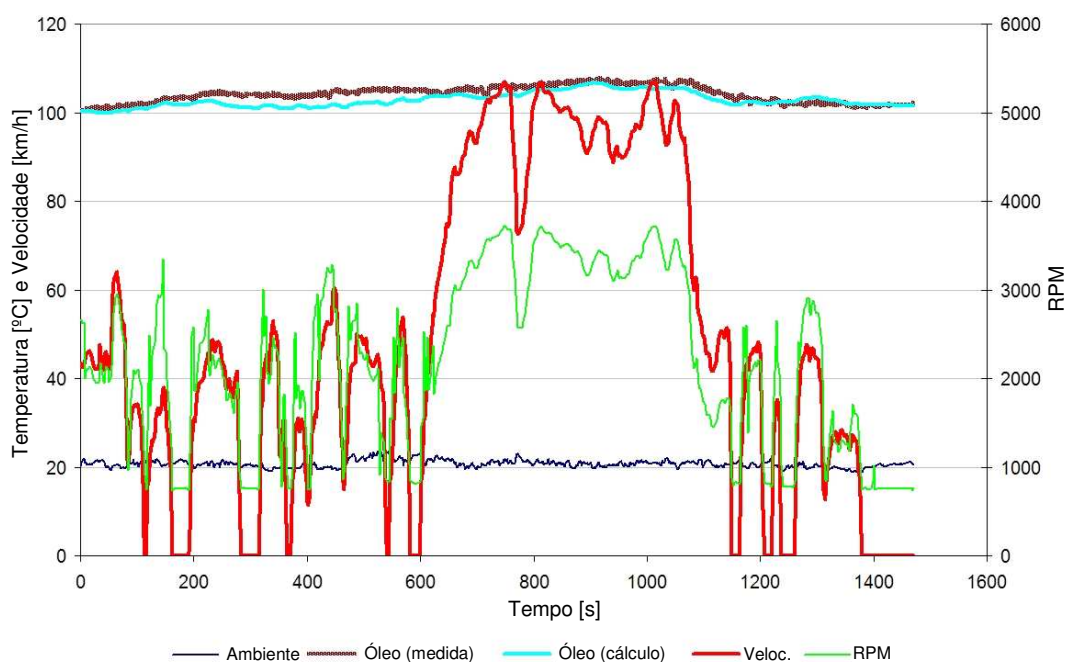


Figura 5.17: Medição e cálculo da temperatura do óleo em condição de trânsito urbano

A figura 5.17 mostra uma situação de rodagem do veículo onde foram utilizadas velocidades, rotações e cargas um pouco maiores. Neste caso, os valores calculados apresentaram um comportamento mais próximo dos medidos, fato que se pode atribuir ao uso de regiões do plano da figura 5.10 que estão mais próximas da superfície “medida” da figura 5.9. Além disto, a temperatura do líquido de arrefecimento estava já em níveis um pouco mais altos.

Nos gráficos 5.16 e 5.17, a temperatura inicial foi entrada manualmente a partir do valor medido. Outra observação deve ser feita quanto à temperatura ambiente. Os cálculos feitos para o traçado dos gráficos 5.16 e 5.17 utilizaram os valores medidos de temperatura ambiente. Não foram feitos testes para verificar a proposta feita no item 3.5.4. Porém, esta estimativa não é incomum nos sistemas de

injeção eletrônica e sua parte experimental não foi considerada essencial para o objetivo deste trabalho.

No item 3.6.4 foram apresentadas possibilidades para um observador de estado que estimasse o valor da temperatura do óleo. Embora as equações utilizadas para os gráficos das figuras 5.16 e 5.17 fossem não lineares, pode-se dizer que elas formam um observador de “malha aberta” (ver figura 3.10). Conforme comentado naquele item, o erro de estimação de um observador deste tipo segue a dinâmica do próprio sistema. O gráfico da figura 5.18 visa então mostrar, numa condição simplificada de rodagem (regime permanente e sempre com a mesma temperatura ambiente), que o sistema formado pelas equações 3.15, 5.1 e 5.10 é estável.

Deve ser observado na figura 5.18 que a temperatura de estabilização é sempre a mesma, resultado do equilíbrio entre Q_m e Q_r , independentemente da temperatura inicial. Portanto, se uma das curvas representar o veículo real e as outras o modelo (com diferentes temperaturas iniciais arbitradas), conclui-se que o erro de estimação tende a zero, embora de forma lenta.

Uma melhor compreensão desta estabilidade é conseguida observando-se o modelo usado para o traçado de 5.18.

$$T(t) = T(t - \Delta t) + \left\{ \frac{Q_m}{mc} - \frac{H}{mc} [T(t - \Delta t) - T_{air}] \right\} \Delta t$$

$$Q_m = 0,39 * RPM(t) + 1,27 * MAP(t) - 516$$

$$\frac{H}{mc} = 1,138.10^{-4} V^{0,645}$$

Por exemplo, uma temperatura inicial T arbitrada muito baixa, deixará o termo $Q_r/mc = H/mc * (T - T_{air})$ muito baixo em relação à realidade. Com isto o valor de $Q_m - Q_r$ ficará mais alto, fazendo com que, no instante de tempo seguinte, já ocorra uma aproximação da temperatura estimada e da real.

Também na figura 5.18 pode-se observar que a influência da temperatura inicial no restante do cálculo é crucial para a precisão da estimativa nos momentos iniciais do funcionamento do motor.

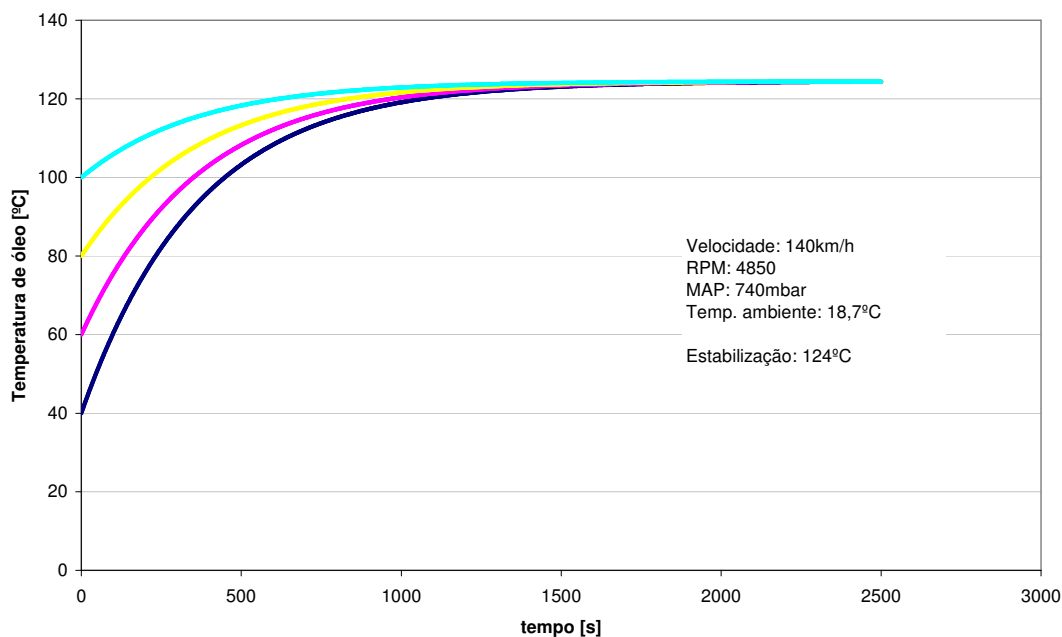


Figura 5.18: Simulação em condição estabilizada

Embora algumas formas para estimar a temperatura inicial tenham sido sugeridas nos itens 3.5.3 e avaliadas em 5.4, achou-se interessante realizar um teste do observador de malha fechada descrito no item 3.6.4. Para tanto, utilizou-se o sistema de equações 3.52, atribuiu-se valores típicos às variáveis do veículo e do motor (tabela 5.3) e, com eles, calculou-se as constantes F e as matrizes A e B .

Tabela 5.3: Dados utilizados para testes de observador de malha fechada

Símbolo	Denominação	Valor	Unidade
J	Momento de inércia do motor e embreagem	0,181	kg.m ²
m_v	Massa do veículo	1114	kg
r_{roda}	Raio dinâmico da roda	0,283	m
R_{tr}	Relação total de transmissão	5,81	-

Tabela 5.3: Continuação

m_{ap}	Massa aparente para a R_{tr} escolhida	107	kg
η_{tr}	Eficiência total da transmissão da potência	0,9	-
$c_x \cdot S$	Coeficiente aerodinâmico vezes a área frontal do veículo	0,74	-
ρ_{ar}	Densidade do ar	1,08	kg/m ³
V_{ref}	Velocidade de referência para a linearização	35	km/h
T_{Iref}	Diferença entre temperatura do óleo e do ar no ponto de referência	81	°C
$[\partial M_e / \partial MAP]_{ref}$	Variação do torque do motor com o MAP	0,15	Nm/mbar
$[\partial M_e / \partial \dot{\theta}]_{ref}$	Variação do torque do motor com velocidade angular	$-2,88 \cdot 10^{-4}$	Nm.s
$[\partial M_e / \partial T_1]_{ref}$	Variação do torque do motor com T_1	0,0427	Nm/°C
α	Ângulo de rampa	0	rad
c	Constante de resistência ao rolamento	$1,33 \cdot 10^{-2}$	-

O sistema obtido foi então simulado através de *software* GNU-Octave (2003), utilizando-se como valor excitação do sistema $u=MAP=290$ mbar, juntamente com um observador de malha fechada, conforme sugerido pela figura 3.12, utilizando-se como constante K, o valor de 0,025. O resultado é mostrado na figura 5.19.

Como pode ser observado no gráfico, o valor da temperatura estimada, tendo sido inicialmente arbitrada 40°C acima do valor assumido como “real”, convergiu para este em cerca de 600s. Dependendo o valor da constante K escolhida, a

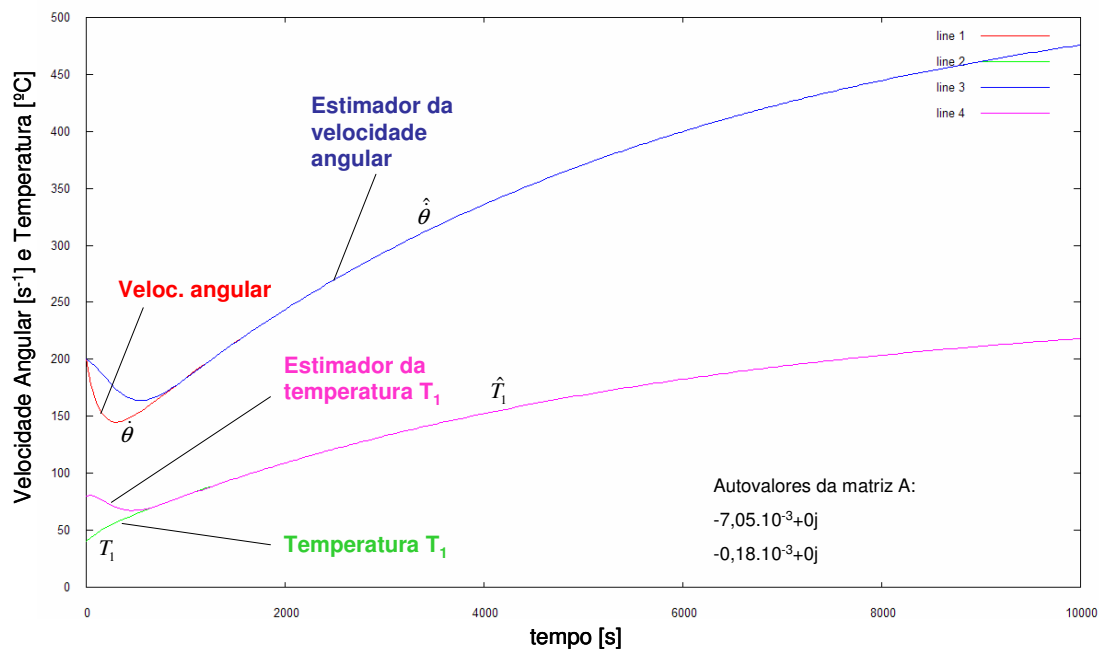


Figura 5.19: Simulação de observador de malha fechada

velocidade desta convergência pode ser aumentada. O sistema representado pelas equações 3.52 com as constantes utilizadas mostrou-se estável, pois os autovalores de sua matriz (calculados pelo "Octave" e mostrados na figura 5.19) possuem parte real negativa.

Os valores de estabilização da velocidade angular e da temperatura (não mostrados no gráfico) não correspondem à realidade do veículo. O motivo é que o sistema correspondente à figura 5.19 foi obtido por meio de linearizações em torno de um ponto de referência, $V_{ref}=35\text{km/h}$ (equivalente a $\dot{\theta}=199,6\text{ rad/s}$) e $T_{Iref}=81^\circ\text{C}$. No caso de um motor real, à medida que estas variáveis de estado ($\dot{\theta}$ e T_I) se alteram, variam também os termos da matriz do \mathbf{A} e \mathbf{B} do sistema (ver, por exemplo, como se altera dM_o/dT_I com a temperatura do óleo na figura 3.10).

Então, por meio da figura 5.19, procurou-se apenas indicar a possibilidade de se obter um observador de malha fechada para uma condição específica de funcionamento do motor. Um observador deste tipo poderia ser usado para aplicações mais sofisticadas visando o aumento da precisão e da robustez do sensor virtual da temperatura do óleo, tornando-o menos sensível a “ruídos” externos como vento e pista molhada e reduzindo o efeito de erros da modelagem do motor ou da temperatura inicial do óleo.

6. DISCUSSÃO

6.1 Usos para a modelagem

A modelagem proposta neste trabalho apresentou-se viável como ferramenta de estimação da temperatura do óleo no cárter. Porém, como qualquer “sensor virtual”, apresenta limitações e seu uso deve ser restrito a ações de controle que não são cruciais para o funcionamento imediato do motor.

Alguns usos para este tipo de modelagem (mencionados na introdução deste texto) são:

a) A estimação de temperatura do óleo na fase de aquecimento do motor (tendo este partido à temperatura ambiente).

Isto se faz necessário porque, durante uma partida a frio, especialmente em veículos abastecidos a álcool, ocorre mistura do combustível não vaporizado (aderido às paredes) ao óleo. Durante a fase de aquecimento do motor, ao se aproximar da temperatura de vaporização do combustível (78°C, no caso de álcool etílico) o óleo passa a emitir vapores do combustível que seguem para os cilindros, via sistema de desaeração do motor. Isto pode provocar enriquecimento da mistura, aumento das emissões, falhas de dirigibilidade e, em veículos bicombustível (“flex”), uma interpretação incorreta do tipo de combustível utilizado (a mistura rica pode ser “entendida” como gasolina chegando ao motor). O conhecimento da temperatura do óleo permite que o sistema de gerenciamento do motor seja preparado para este enriquecimento, por exemplo, reduzindo a quantidade de combustível injetado mais rapidamente e evitando um “aprendizado” errôneo do tipo de mistura que está presente no tanque.

b) Acionamento do ventilador de arrefecimento, independente da temperatura do líquido de arrefecimento.

Atualmente é comum nos carros nacionais que o acionamento do ventilador (elétrico) do radiador seja comandado mecânica (via interruptor térmico) ou eletronicamente (via ECU) com base na temperatura do líquido de arrefecimento.

Observa-se em algumas aplicações que, em certas condições de rodagem (altas velocidades por tempo prolongado, por exemplo), é possível que o líquido de arrefecimento permaneça a uma temperatura inferior àquela selecionada para acionar o ventilador em sua máxima potência, enquanto a temperatura do óleo sobe além dos limites aceitáveis (em torno de 150°C). O funcionamento nestas condições acelera a degradação do óleo por oxidação, conforme Runge; Duarte; Gemperlé (1994), além de colocar em risco a existência de um filme líquido entre peças metálicas devido à redução da viscosidade. Em geral, quando este tipo de condição é detectada na fase de desenvolvimento, normas de projeto sugerem o uso de um trocador de calor óleo-água, o qual provoca aumento do custo variável e da complexidade de produção.

Ligar o ventilador reduz a temperatura do líquido de arrefecimento causando uma redução da temperatura do óleo (em geral, por experiência, a uma taxa de 7° C do óleo para cada 10°C do líquido, em motores com bloco de ferro fundido).

c) Manutenção do ventilador de arrefecimento ligado após o desligamento do veículo.

Como pode ser visto na figura 5.14, ao se desligar o veículo repentinamente após uma rodagem forçada, a temperatura do líquido de arrefecimento na região do cabeçote do motor sobe, mesmo que no momento da parada do motor esta temperatura esteja em valores “normais” (aproximadamente 95°C). O motivo para isto é a transferência do calor contido nas peças (especialmente no coletor de escape) para o refrigerante (o qual está relativamente frio). Este fenômeno pode provocar excesso de pressão no reservatório de expansão do sistema de arrefecimento pela geração de bolhas, conforme explicado por Kanefsky; Nelson; Ranger (1999). A partir de (aproximadamente) 1,5 bar, a válvula da tampa do reservatório permite a saída de fluido e vapor, fato indesejável para o cliente.

Além disso, a alta temperatura nesta região do motor poderá provocar a formação de bolhas no combustível presente nos bicos injetores e na galeria, criando dificuldades na partida a quente do motor.

Comandar o funcionamento do ventilador de arrefecimento por algum tempo após a parada do veículo reduz (por experiência) a subida (principalmente) da pressão do reservatório de expansão, além de tornar mais fácil a partida a quente. No entanto, uma estratégia de comando do ventilador baseada apenas na temperatura do refrigerante, levaria ao seu acionamento em quase todas as paradas do motor, o que demandaria o uso de uma bateria de maior carga (e custo).

O conhecimento da temperatura do óleo no momento da parada pode ser um fator de decisão entre ligar ou não o ventilador com o veículo desligado, pois a alta temperatura do óleo no momento da parada do motor, significa que o mesmo funcionou em condição de alta rotação e/ou carga por muito tempo. Isto é um indício de alta temperatura das peças do motor, de alto potencial de geração de bolhas no líquido de arrefecimento presente no cabeçote e da necessidade de acionamento do ventilador para refrigeração do compartimento.

A redução via *software* do problema de sobreaquecimento do motor, pode viabilizar que o veículo use um radiador menor e/ou líquido de arrefecimento com menor concentração de fluido refrigerante, reduzindo peso e/ou custo.

d) Monitoramento do estado do óleo

Não é tão incomum ocorrer a formação de borra de óleo em motores Otto. O uso urbano em baixas condições (médias) de rotação e carga faz com que, após a partida, o combustível misturado ao óleo não seja eliminado (evaporado). Seguidas partidas nestas condições (uso apelidado de “dona de casa” ou “carro patrulha”) causam a formação de ferrugem e ácidos corrosivos (RUNGE; DUARTE; GEMPERLÉ, 1994, p. 208).

O conhecimento da temperatura de funcionamento do óleo poderia criar a oportunidade de um projeto de um sistema de monitoramento em longo prazo do estado do óleo, baseado em parâmetros como: número de partidas a frio, quantidade de combustível usada na partida e temperatura do óleo durante a rodagem do carro

(para verificar se houve evaporação do combustível). O sistema funcionaria (com pouco *hardware* adicional) como um sinal de alerta para que o óleo fosse trocado antes do prazo indicado, evitando prejuízo para estes clientes especiais (frotistas, por exemplo) e evitando ter que dimensionar períodos de troca de óleo muito frequentes para o produto.

6.2 Limitações

O mau funcionamento de um sensor virtual significa uma estimativa errônea do valor real da temperatura. Esta estimativa tem conseqüências mais ou menos graves, dependendo das ações de controle para as quais este sinal é utilizado, da situação de uso do veículo e da freqüência que o veículo é usado nesta condição. Algumas situações foram listadas abaixo.

- Partida a frio seguida de rodagem em trânsito urbano.

Freqüência de utilização: alta.

Conseqüência da falha: má avaliação do momento de liberação do combustível misturado ao óleo por evaporação, podendo ocasionar falha de dirigibilidade por enriquecimento da mistura e reconhecimento incorreto de uma mudança de combustível (principalmente veículos bicombustível);

Gravidade da falha: alta (deve ser evitada).

Causas possíveis: má calibração de Q_m e/ou Q_r .

Prioridade na calibração: deve ser alta. As funções Q_m devem ser bem calibradas e representativas nestas condições. O plano de regressão linear (figura 5.10) pode ser substituído por uma tabela de pontos (como na figura 5.9) com interpolação entre eles. A desvantagem, neste caso, é a maior memória requerida.

- Partida a quente seguida de rodagem em trânsito urbano.

Freqüência de utilização: alta;

Conseqüência da falha: em trânsito urbano, não há (problemas podem ocorrer se o veículo for em seguida usado em estrada). Caso o sensor esteja sendo usado em uma função de avaliação do estado do óleo, erros serão acumulados.

Gravidade da falha: baixa.

Causas possíveis: má calibração de Q_m e/ou Q_r ; estimacão ruim da temperatura ambiente; estimacão ruim da temperatura inicial do óleo.

Prioridade da calibração: média.

- Partida a quente seguida de rodagem em estrada (altas velocidades/ cargas).

Freqüência de utilização: média.

Conseqüência da falha: no caso da temperatura estar superestimada, o ventilador de arrefecimento pode ser acionado sem motivo. Caso a temperatura esteja subestimada, poderá haver atraso no ligamento do ventilador e aquecimento indevido do óleo (com conseqüente deterioracão) além do não acionamento do ventilador, caso o motor venha a ser desligado.

Gravidade da falha: média.

Causas possíveis: má calibração de Q_m e/ou Q_r e/ou temperatura inicial e/ou temperatura do ar ambiente.

Prioridade na calibração: média. Os parâmetros devem ser escolhidos para que, nesta condicão, a temperatura do óleo seja preferencialmente superestimada. A função de estimacão da temperatura ambiente pode ser checada nesta condicão, pois, o erro entre a medicao no coletor de admissão e o ambiente fica menor em velocidades maiores.

Outras limitacões devem ser consideradas, dadas as hipóteses feitas para o modelo matemático:

- 1) O calor específico do óleo é considerado, neste trabalho, constante (2090 J/kg). Devido à mistura com combustível, ao longo do tempo de uso, pode-se esperar um aumento deste valor em função do maior calor específico da gasolina (pura), em torno de 2,4 kJ/kg°C, e do álcool, 2,5 kJ/kg°C, segundo Heywood (1989).^{††} Os testes de calibração do modelo são feitos com o óleo novo. O envelhecimento do mesmo causaria uma redução da taxa de variação da temperatura real, provocando erro de estimação.
O calor específico é considerado também constante com a temperatura. Takamura; Jacoby (2006) informaram que o valor do calor específico de um lubrificante novo situa-se entre 1,9 kJ/kg°C à temperatura ambiente, tendendo a aumentar com o aquecimento do óleo até cerca de 2,2 kJ/kg°C, a 130°C, temperatura esta encontrada normalmente em casquilhos, cames e anel/ cilindro (informação pessoal). Erros de estimação podem então ocorrer devido ao uso de diferentes temperaturas do óleo durante os testes de calibração do modelo.
- 2) O cliente, ao longo da vida do veículo, ocasionalmente, mudará de óleo. Com isto, as características do óleo usado nos testes de calibração podem não ser mais válidas, provocando erro de predição da temperatura.
- 3) A massa no sistema é considerada constante. Com o tempo, massa de óleo circulante é perdida por causa do consumo de óleo do motor. Com isso, é esperado um aumento da velocidade de aquecimento do mesmo. Tanto o efeito da massa quanto da alteração do calor específico devem ser checados em veículos usados.
- 4) O valor de Q_m foi considerado independente da temperatura do próprio óleo. Imaginando uma condição de rodagem com mesmos valores de *MAP* e *RPM*, porém com níveis de temperatura de óleo diferentes, a taxa de transferência de calor das peças metálicas e do refrigerante para o óleo, provavelmente, mudará. Deve ser lembrado que o motor utilizado para testes neste trabalho não possui trocador de calor óleo-líquido de arrefecimento. A presença deste componente, provavelmente, requereria que Q_m levasse em consideração a diferença da temperatura destes dois fluidos.

^{††} A gasolina nacional (uma mistura de gasolina e (cerca de 22% em volume de) etanol possui um valor intermediário.

- 5) O valor de Q_m pode mudar por conta do amaciamento do motor e conseqüente alteração de sua potência de atrito. Para o motor em questão, a experiência mostra que uma variação (média) de 3% na potência máxima pode ser esperada durante a fase de amaciamento. Variações de produção também não podem ser consideradas no modelo. Os testes de calibração devem ser realizados, preferencialmente com motor amaciado e com potência de atrito representativa.
- 6) A estimação de Q_r pode ser prejudicada se o veículo receber, por exemplo, um protetor de cárter ou peça que altere o fluxo de ar e, portanto, o coeficiente de convecção. O modelo também não tem como estimar situações como chuva (cárter molhado) ou alterações na forma do cárter por ação de batidas e/ou pedras.
- 7) O modelo foi proposto baseado em funções não lineares, inclusive com a utilização de funções exponenciais. A tradução do modelo em um software irá requerer a revisão de como estes cálculos possam ser realizados pela ECU sem afetar seu desempenho. Felizmente, as taxas de variação de temperatura de óleo são baixas, permitindo que a prioridade de cálculo da ECU também seja.

6.3 Discussão de resultados e limitações da metodologia de calibração

1) Crítica ao método de determinação de Q_r .

O óleo é um fluido tratado pelo modelo como se tivesse temperatura uniforme no cárter todo o tempo. O método apresenta então a limitação de fazer esta medição com um campo de temperaturas não uniformes (dependendo da posição de medição, valores diferentes podem ser encontrados). Em medições no dinamômetro de chassi, enquanto o motor estava em funcionamento, a diferença das temperaturas medidas próxima à vareta medidora do nível e ao bujão de escoamento tiveram uma diferença desprezível (cerca de 2°C). Esta diferença, ao se desligar o motor com o óleo quente, foi superior a 15°C. Portanto, a hipótese assumida de que o número de Biot para o cárter com óleo dentro seja pequeno, não se confirma para o motor parado. Cabe lembrar porém que, para este trabalho, foi usado sempre o ponto próximo ao bujão de escoamento, durante todas as medições efetuadas.

Pode-se afirmar também que, sendo a velocidade do óleo nas paredes do cárter nula, durante a medição do decaimento da temperatura (figura 5.1), o coeficiente de convecção óleo-parede do cárter será menor que o real, devendo provocar uma redução mais lenta da temperatura. Como o valor de H (coeficiente de convecção, tabela 5.1) e Q_r (taxa de calor que deixa o óleo) são determinados a partir da taxa de decaimento da temperatura, o seu valor deve estar subestimado em relação ao real (com o motor funcionando).

No caso deste trabalho, o valor de Q_m (taxa de calor cedido pelo motor ao óleo) foi determinado usando-se a equação de Q_r (procedimento descrito nos itens 4.2 e 5.2). Com isto, uma compensação ocorreu: os valores subestimados de Q_r causaram medição de menores valores de Q_m (ver comentário no parágrafo seguinte). Portanto, para fins de calibração e usando sempre o mesmo ponto de medição, o método de determinação de Q_r através do uso de um dinamômetro de chassi mostrou-se viável. Naturalmente, somente com a repetição do ensaio diversas vezes é que esta afirmação poderia ser confirmada.

2) Uso do dinamômetro de chassi para balanço energético.

Utilizar o dinamômetro de chassi como uma ferramenta para determinação do balanço energético do motor, da forma como proposta aqui, ainda não deve ser considerada segura, pelos motivos expostos acima. Os valores de Q_m encontrados, embora formem uma superfície (figura 5.9) correspondente àquelas encontradas na literatura (figura 2.8), apresentaram um máximo pouco superior a 3,3kW (a 6000 RPM e plena carga). Ele corresponde a cerca de 5% da potência efetiva do motor (estimada). O valor esperado, conforme Heywood (1989, p.673-674), seria de cerca de 10%.

Somente poderia ser verificado se essa diferença vem do sistema de medição; do fato do motor estar montado em um veículo (o que não é o caso da literatura, onde estas medições são feitas em dinamômetro de motor); ou de ações de projeto (que nos últimos anos têm reduzido a potência de atrito), através de ensaios comparativos entre o método utilizado e o convencional (ou seja, dinamômetro de chassi versus dinamômetro de motor).

3) Como se poderia melhorar a medição de Q_r e Q_m no dinamômetro de chassi?

Para melhorar a representatividade da medição do fluxo de calor rejeitado pelo óleo (Q_r), a medição do decaimento da temperatura deveria ser feita com o motor funcionando. Para tanto, o seguinte procedimento (não testado por ocasião deste trabalho) é proposto.

Na primeira etapa do teste, o veículo seria aquecido até $T_0=150^\circ\text{C}$ e resfriado com o motor desligado (conforme proposto no item 4.1), porém com baixa velocidade do vento relativo, equivalente a, por exemplo, 20km/h. Nesta condição, seria medido o coeficiente de convecção para 20 km/h (H_{20}). Numa segunda etapa, o valor de Q_m para uma condição de RPM e MAP definida (por exemplo, marcha lenta) seria encontrado usando o H_{20} (veja item 4.2.1).

$$\frac{Q_m^{\text{marcha_lenta}}}{mc} = \frac{H_{20}}{mc} (T_{\text{estabilizado}}^{\text{marcha_lenta}} - T_{\text{air}}) \quad (6.1)$$

Para determinação de Q_r em outras velocidades (por exemplo, 40km/h), após aquecimento do óleo, ao invés do motor ser desligado, ele seria mantido funcionando na condição em que Q_m já é conhecido (marcha lenta). Usar-se-ia então a equação 3.13, porém sem anular os termos que contêm Q_m .

$$T(t) = T_{\text{air}} + \frac{Q_m^{\text{marcha_lenta}}}{H_{40}} - \left[T_{\text{air}} + \frac{Q_m^{\text{marcha_lenta}}}{H_{40}} - T_0 \right] e^{-\frac{H_{40} * t}{mc}} \quad (6.2)$$

Através de algum processo de ajuste de curva ou por tentativa e erro, acredita-se ser possível achar H_{40} , a partir da equação acima, onde T (temperatura do óleo) e T_{air} , (temperatura ambiente) são dados medidos em função do tempo t .

O coeficiente H para outras velocidades seguiria o mesmo processo. Com isto, com exceção da primeira medição, os coeficientes de convecção poderiam ser medidos numa condição de funcionamento mais parecida com a real. Os erros, provavelmente, não seriam eliminados, mas reduzidos.

4) Variação da temperatura do líquido de arrefecimento sobre o dinamômetro de chassi.

A forma encontrada para fazer a medição mostrada no item 5.3 foi manter a velocidade do ventilador do dinamômetro alta o suficiente para que a temperatura do líquido de arrefecimento ficasse baixa, inclusive restringindo-se, artificialmente, o fechamento da válvula termostática.

Uma limitação deste procedimento vem do fato de não se conseguir rodar com altas rotações e cargas e mantendo-se o líquido de refrigeração estabilizado. Com isto, fica difícil a determinação de Q_m em todo plano de *RPM* e *MAP*.

Outra limitação é o fato do vento frontal não somente baixar a temperatura do líquido, como também a do próprio óleo. Por sorte, na prática, esta situação é a usual, pois o óleo do motor encontra-se em baixa temperatura, geralmente quando o motor está ainda em fase de aquecimento. Este fato (baixa temperatura do óleo durante a medição) pode provocar uma alteração da taxa de calor para o óleo, aumentando o valor de Q_m medido, o que de fato ocorreu (figuras 5.11 e 5.12). Embora indícios de que este aumento efetivamente exista no funcionamento do motor, conforme comentado no item 5.5, esta é uma afirmação que precisaria de confirmação experimental. Para tanto, a determinação de Q_m , deveria, preferencialmente, ser feita em dinamômetro de motor.

5) O que fazer na ausência de um dinamômetro de chassi?

No dinamômetro de chassi, mediu-se primeiramente a taxa de calor rejeitado pelo cárter e dela obteve-se a taxa de calor cedida ao óleo pelo motor. Na ausência deste recurso, uma alternativa seria, em primeiro lugar, a medição de Q_m em dinamômetro de motores. Em seguida, o veículo seria posto a puxar um reboque em estrada, onde poder-se-ia medir a temperatura de estabilização do óleo em cada condição de rotação (*RPM*) e carga (*MAP*), para as quais o valor de Q_m já seria conhecido dos testes em dinamômetro. Como na estabilização de temperaturas $Q_r=Q_m$, estaria determinado o Q_r .

A vantagem é a precisão da medição de Q_m , que num dinamômetro pode ser feita inclusive com melhor controle de RPM e MAP , além da possibilidade de melhor controle da temperatura do líquido de arrefecimento e do próprio óleo. A desvantagem é que existem velocidades máximas para se operar um reboque de forma segura. Com isto, Q_r não poderia ser medido em altas velocidades e baixas cargas (que representam situações de descidas prolongadas, por exemplo).

6) Desempenho do estimador de “malha aberta”.

As figuras 5.16 e 5.17 foram obtidas através de uma rodagem em trânsito urbano. Na figura 6.1 mostra-se um histograma contendo a frequência com que a diferença entre a temperatura real e a calculada ficou em um determinado intervalo de valores (expressos no eixo horizontal do gráfico). Pode-se ver nesta figura que o maior erro encontrado ficou entre 7 e 8°C. A maior parte dos valores ficou no intervalo (0,3] (maior que zero e menor ou igual a 3), como mostram a três barras mais altas do gráfico, as quais representam 56% dos pontos.

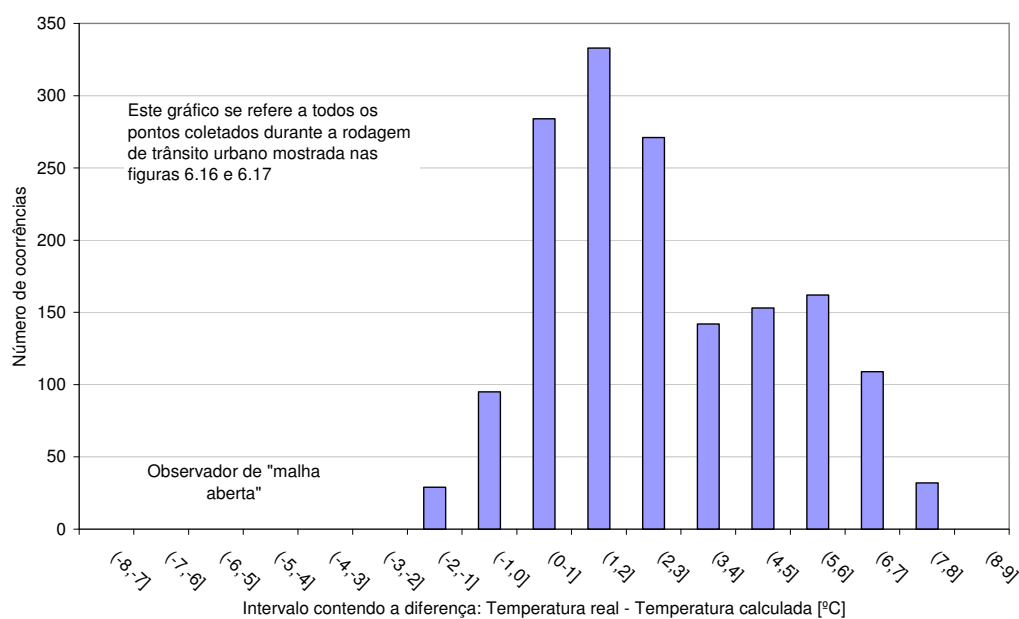


Figura 6.1: Histograma das diferenças entre temperatura real e estimada

7) Potencial do uso de um observador de “malha fechada”.

O observador de malha aberta depende do sucesso da estimação da temperatura inicial. Em aplicações em que maior precisão for requerida, um observador de malha fechada pode ser desenvolvido. O sistema proposto pelas equações 3.52 e 3.53 é uma possibilidade. Cabe lembrar, porém, que um modelo deste tipo deverá ser usado apenas em situações específicas, vez que o ângulo de rampa não é conhecido e exerce influência sobre o torque.

Um observador de malha fechada poderia ser usado, por exemplo, apenas nas situações em que a velocidade do veículo fosse nula e o motor se encontrasse em marcha lenta. Nesta condição, o termo referente à rampa não importa e a rotação do motor deverá estar constante. Uma estimativa (via equações 3.52) que indique que há uma aceleração da rotação indicaria que a temperatura do óleo admitida naquele momento estaria incorreta.

Este tipo de abordagem poderia ser usada na marcha lenta em seguida à partida do motor e também em paradas (por exemplo, nos semáforos), quando o sistema de gerenciamento “checaria” se a temperatura do óleo admitida naquele instante estaria compatível e procederia pelo menos uma parte da correção.

Esta situação não foi testada neste trabalho, mas fica como sugestão para a sua continuidade.

7. PASSOS ADICIONAIS PARA O DESENVOLVIMENTO

O presente trabalho foi realizado também visando verificar os passos de implementação de sensores virtuais (ou rotinas de softwares). Atualmente, este trabalho é feito em conjunto entre a montadora, a qual, em geral, produz o motor e o veículo, e um sistemista designado no início do desenvolvimento, o qual fornece o *hardware* e o *software* da unidade de gerenciamento eletrônico (ECU), além de outros componentes do sistema (sensores e atuadores). O sistemista cobra também pelos seus serviços de consultoria, durante o desenvolvimento de um novo projeto. Neste custo, podem ou não ser incluídas alterações de software para implementação de novas funções.

Os passos que foram percorridos neste trabalho são típicos para a montadora, não sendo incluídas as fases necessárias para geração do software, feitos em geral pelo sistemista.

Os passos identificados por ocasião deste trabalho foram resumidos na figura 7.1 e são comentados abaixo.

1) Identificação da necessidade de uma nova função da unidade de gerenciamento do motor (ECU).

Em geral esta necessidade é identificada pela montadora, podendo ser, dentre outra hipóteses, a necessidade de controle do ventilador de arrefecimento, a identificação de uma condição de alta pressão no reservatório de expansão, o reconhecimento da mistura que se encontra no tanque, a estimação da condição de temperatura do catalisador (ou do óleo do motor).

2) *Brainstorming* em conjunto com o sistemista visando definir a viabilidade.

Discute-se, nesta fase, se a ECU é o melhor caminho para a satisfação da necessidade. Quando a necessidade não é de interesse do sistemista (por exemplo, quando a possibilidade de falha não ocorre em um componente que ele fornece), em geral, ocorrem resistências para que a ECU ou o software seja alterado. Neste caso, o

peçoal da montadora deverá ser capaz de mostrar que o problema pode, de fato, ser resolvido via software.

3) Criação do modelo (ou seja, a forma de resolver o problema).

Se a tarefa da criação do modelo ficar com o sistemista, será necessário para a montadora entender o que estará sendo proposto. Caso a tarefa tenha ficado para a montadora, ela deverá comunicar ao sistemista qual a sua idéia para a solução do problema.

Em ambos os casos, especialmente no último, aparecem problemas de comunicação, a qual, para este tipo de tarefa, não é padronizada. Para isto seria necessária a criação de uma padronização do caderno de encargos passados ao fornecedor. Propõe-se então que, nesta fase e na seguinte, sejam escritos os requisitos esperados para o modelo de forma que ambos concordem com o que estará sendo feito e que, desde o início do processo, exista uma documentação do processo.

4) Testes do modelo.

Tendo o modelo sido criado pela montadora ou pelo fornecedor, é necessário que se demonstre sua viabilidade. O sensor virtual mostrado neste trabalho pode ser tomado como um exemplo desta etapa. Nela, procura-se determinar se compensa dar seguimento ao desenvolvimento e

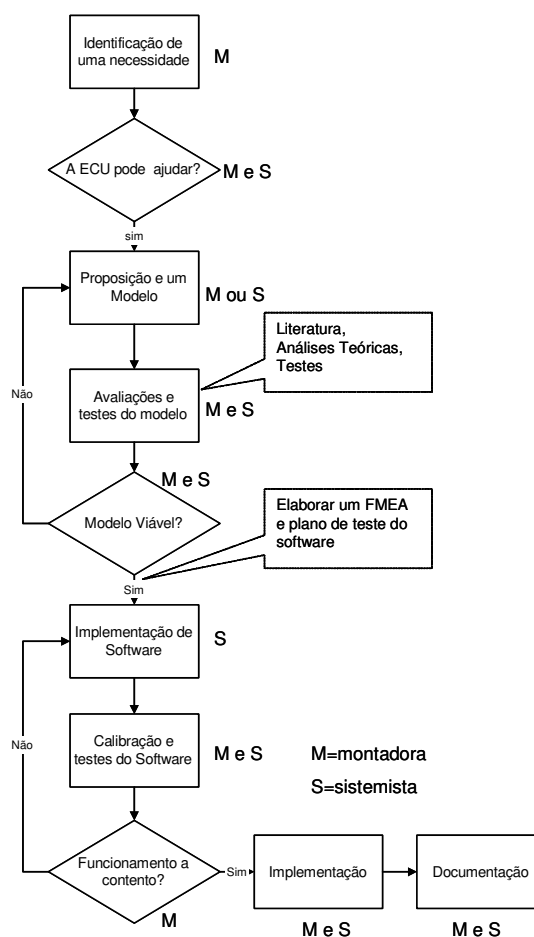


Figura 7.1: Resumo dos passos necessários para desenvolvimento de função da ECU

à implementação do software.

Esta fase é de convencimento das pessoas envolvidas. Portanto, devem ser usados dados da literatura, análises teóricas e ensaios. O pessoal envolvido deverá estar atento a como serão os procedimentos dos testes e como poderá ser feita a calibração do modelo quando o software estiver pronto. Não adiantaria continuar investindo em uma rotina de software, que não poderia ser calibrada posteriormente por falta de recursos, sejam materiais, sejam de prazo.

Ao final desta fase, espera-se que haja experiência suficiente acumulada para se efetuar uma análise dos possíveis problemas que venham a ocorrer e que devam receber atenção especial nas etapas seguintes. Um modelo de análise tipo FMEA (Failure Mode and Effect Analysis) poderia ser usado.

5) Criação do *software*.

É a parte que, em geral, cabe exclusivamente ao sistemista e contém diversas tarefas ligadas à criação de um *software* (o que não é o objeto de estudo deste trabalho).

6) Calibração e teste do *software* em veículos.

Estando o *software* pronto, é necessário checar seu funcionamento em veículo. Esta fase deve ser feita em conjunto entre montadora e sistemista. Deste modo, ambos estarão cientes das limitações da nova função e decidirão pela implementação ou correção.

Mais de um veículo devem ser testados. Experiências do passado e o FMEA precisam ser levados em consideração na execução dos ensaios.

7) Documentação.

Esta fase é freqüentemente “esquecida” pela montadora e, muitas vezes, também pelo sistemista. Este último, pelo menos, possui a documentação do software, mas a linguagem utilizada só é adequada para pessoas acostumadas a

trabalhar com ela. O resultado da falta de documentação é que o conhecimento e a experiência adquiridos por um grupo de pessoas, acabam não se traduzindo em conhecimento para outros membros da empresa.

Uma forma um pouco mais padronizada de comunicação entre montadora e sistemista, quando da descrição de funções da ECU permitiria que não somente as pessoas diretamente ligado ao seu desenvolvimento e aplicação tivessem conhecimento sobre recursos da ECU e suas oportunidades. Eventualmente, um engenheiro enfrentando problemas com um certo componente do motor ou do veículo poderia encontrar, entre as diversas funções do sistema de gerenciamento, alguma idéia que viesse a solucionar seu problema ou reduzir a probabilidade de sua ocorrência.

Uma boa forma de entender o que uma ECU pode fazer seria manter um arquivo de funções do software. Cada função do arquivo estaria descrita por um texto (eletrônico), onde constariam os itens abaixo.

- o nome da função;
- seus objetivos, justificantes de sua criação;
- o caderno de encargos, informando o desempenho esperado;
- sua lógica de funcionamento, com a base teórica e um fluxograma simplificado;
- quais são os clientes desta função, isto é que outras partes do software a utilizam;
- quais os fornecedores, ou seja, quais sinais e informações a nova função utiliza;
- resultados de testes feitos para comprovar seu funcionamento;
- quais as aplicações (quais versões de software e o respectivo veículo que a utilizam).

A criação deste tipo de arquivo com a possibilidade de busca eletrônica poderia reduzir o número de trabalhos repetidos e servir de base para a criação de novas funções do sistema de gerenciamento.

8. CONCLUSÕES

O presente trabalho teve como objetivo o estudo do desenvolvimento de sensores virtuais para sistemas de gerenciamento de motores de automóveis através de um caso prático, pelo qual se procurou passar pela experiência de propor e desenvolver um estimador para a temperatura do óleo de motor.

Foi então sugerido um modelo físico simplificado do sistema de lubrificação e, com base na Primeira Lei da Termodinâmica aplicada a um volume de controle (ou a um sistema), derivou-se um modelo matemático para descrever a temperatura do óleo durante o funcionamento do motor. Por meio de informações coletadas na literatura, foram propostas equações para descrever as taxas de calor do motor para o óleo e deste para o ar ambiente, sendo que estas foram inseridas no modelo.

Metodologias experimentais utilizando um dinamômetro de chassi para a calibração do modelo foram sugeridas e testadas. Com a ajuda destes ensaios, constatou-se que a taxa de calor perdido pelo óleo para o ambiente foi bem representada pelo modelo proposto (coeficiente de convecção como uma função apenas da velocidade do ar à frente do veículo elevada a um coeficiente), sendo que os dados colhidos no dinamômetro de chassi permitiram estimar a taxa de calor perdido através do cárter, em função da velocidade do veículo e da temperatura do óleo. Entretanto, há indícios de que o método de medição utilizado forneceu valores para a taxa de calor dissipado abaixo do que efetivamente se esperaria num veículo utilizado em condições reais.

A taxa de calor rejeitado pelo motor ao óleo (também medido no dinamômetro de chassi), apresentou um comportamento quadrático em relação à rotação do motor (RPM), o que corresponde ao comportamento do torque resistivo devido ao atrito informado na literatura (HEYWOOD, 1989). Ficou clara também a dependência deste fluxo com relação à carga aplicada ao motor, representada pela pressão no coletor de admissão (MAP), pelo menos na condição de temperatura de líquido de arrefecimento próxima a 95°C. Este comportamento é também similar ao exposto pela literatura (SEBBESSE et al., 1998), que mostra que uma superfície função de RPM e MAP representa a rejeição de calor do motor para o óleo. Além disto, a forma linearizada desta superfície (obtida através de uma regressão linear)

possui uma equação de formato semelhante àquela encontrada na literatura (ALKIDAS, 1994), sendo utilizada para teste da modelagem proposta.

Embora os valores da taxa de calor rejeitado para o óleo medidos neste procedimento estejam abaixo daqueles informados pela literatura, o procedimento experimental mostra-se viável para o trabalho de calibração do modelo. A utilização do dinamômetro de chassi para a determinação de fluxos de calor precisa ser confirmada por meio de comparação a dados obtidos num dinamômetro de motores.

Foi realizado um teste no dinamômetro de chassi para verificação da dependência da taxa de calor do motor para o óleo em relação à temperatura do líquido de arrefecimento do motor. Observou-se neste caso que, principalmente para temperaturas mais baixas, o dinamômetro de chassi não se mostrou adequado, pois sua ventilação frontal não permite que a rotação do motor seja elevada mantendo-se, ao mesmo tempo, a temperatura do refrigerante baixa e estável.

Testes com veículo foram realizados em condições reais de uso, visando checar a viabilidade da modelagem proposta, funcionando em “malha aberta”. Estes mostram que a formulação proposta é viável, conseguindo o modelo se manter, em condições de aquecimento e de rodagem em trânsito urbano, próximo ao valor real da temperatura do óleo medida no cárter durante o percurso. Foi conduzida também uma simulação de uma rodagem em alta velocidade em regime permanente, tendo sido o valor de estabilização da temperatura do óleo coerente com valores encontrados na prática e independente da temperatura inicial escolhida, mostrando que o modelo proposto é estável.

Foi constatado também que o modelo contém limitações. O desvio em relação à temperatura real do óleo é, conforme esperado, bastante dependente da capacidade de previsão da temperatura inicial do óleo, no momento da partida do motor. Foram propostas algumas rotinas para este fim, sendo a mais adequada uma relação (exponencial) com a temperatura do líquido de arrefecimento, medida pela unidade de controle do motor (ECU), cerca de trinta segundos após início de funcionamento.

Uma análise da observabilidade de um sistema contendo como variáveis de estado a velocidade angular do motor e a temperatura do óleo foi realizada, utilizando-se uma série de simplificações e linearizações das equações envolvidas. O sistema, sendo observável, permitiria a construção de um observador de “malha

fechada”, o qual, por meio de uma variável de estado medida (rotação), tornaria possível o aumento da taxa de redução do erro de estimação, a partir da temperatura do óleo inicial arbitrada no momento da partida e da robustez do sensor virtual, o qual estaria menos sensível a efeitos externos não previstos (como ventos, pista molhada) e a erros de modelagem. Esta solução não foi adotada em razão da complexidade das equações envolvidas (especialmente a que deveria relacionar o torque útil fornecido pelo motor ao câmbio do veículo com a temperatura do óleo) e ainda pela não linearidade do problema. Uma tentativa deste tipo, sendo bem sucedida, tornaria o sensor virtual mais confiável e fica como sugestão de extensão do presente trabalho.

O desenvolvimento de nova função para unidade de comando (como por exemplo, um sensor virtual) exige mais do que o apresentado neste texto. Conforme abordado no item 7, avançou-se desde a identificação da necessidade, passando pela proposição do modelo, até os testes de viabilidade. Completar um trabalho de implementação envolveria ainda a elaboração do *software* propriamente dito, seu teste e sua documentação.

A indústria automobilística brasileira tem se tornado um centro de desenvolvimento de carros populares, para os quais o fator custo variável e investimento é elemento decisivo para aprovação de novos projetos. Por este motivo, a capacitação de engenheiros em achar soluções via *software* para resolver limitações do produto ou para otimizar seu funcionamento é um objetivo que deve ser perseguido. Espera-se com este trabalho ter-se dado um pequeno passo neste caminho, não somente pela sugestão de modelos para simulação de um parâmetro ou de metodologias de calibração, mas também pela elucidação das etapas e dificuldades que representam este tipo de desenvolvimento, bem como das competências que precisam ser adquiridas e desenvolvidas para que a engenharia automobilística brasileira tenha seu lugar na indústria mundial.

9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALBERTOS, P.; GOODWIN, G.C. Virtual Sensors for Control Applications. **Annual Review in Control**, v.26, s.n., p. 101-112, 2002. Disponível em: <[http\\www.elsevier.com/locate/arcontrol](http://www.elsevier.com/locate/arcontrol)>.

ALKIDAS, A. C. Effect of Operational Parameters on Structural Temperature and Coolant Heat Rejection of a S.I. Engine. In: **Vehicle Thermal Management**. Warrendale, USA: SAE, Inc., 1994. p. 203-218.

ANKARA, Z.; KAMMERER, T.; GRAMM, A.; SCHÜTZE, A. Low power virtual sensor array based on a micromachined gas sensor for a fast discrimination between H₂, CO and relative humidity. **Sensor and Actuators B**, v.100, s.n., p. 240-245, 2004. Disponível em: <[http\\www.elsevier.com/ locate/snb](http://www.elsevier.com/locate/snb)>.

APOSTOL, T. M. **Cálculo com funções de uma variável com uma introdução à álgebra linear**. Volume I. 1.ed. Barcelona: Editora Reverté S.A., 1994. p. 355-414.

COSTLOW, T. Automakers focus on soft money. **Automotive Engineering International**, Brimfield, v. 113, n. 4, p. 91-95, April, 2005.

EDWARDS, K. LMNO ENGINEERING, RESEARCH AND SOFTWARE LTD. Athens, Ohio. **The fluid flow calculations website**. Disponível em <<http://www.lmnoeng.com/>>. Acesso em 15 de maio de 2006.

FRANKLIN, G.F.; POWELL, J. D.; EMAMI-NAEINI, A. **Feedback Control of Dynamic Systems**. 3. ed. Reading, Massachusetts: Addison-Wesley Publishing Company, 1994. p. 35-70.

FRIEDLAND, B. **Control System Design: An Introduction to State-Space Methods**. 2.Printing. New York: McGraw-Hill, 1987. p.190-470.

GOSPODARIC, D.; IAMANDI, H. Motor mit Zweitfunktion: elektrische Antrieb als virtuelle Sensoren im Automobil. **F&M Antriebstechnik**. München, Jahrg. 107, p.14-18, 1999.

GRUDEN, D.; KÜPER, P.F.; PORSCHE, F. Heat Balance of Modern Passenger Car SI Engines. In: SPALDING, D. B.; AFGAN, N. H. **Heat and Mass Transfer in Gasoline and Diesel Engines**. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1989. p. 563-576.

GUSTAFSSON, F.; DREVÖ, M.; FORSSEL, U.; LÖFGREN, M.; PERSSON, N.; QUICKLUND, H. **Virtual Sensors of Tire Pressure and Road Friction**. Warrendale, U.S.A. SAE Technical Paper Series 2001-01-0796.

HEYWOOD, J.B. **Internal Combustion Engines Fundamentals**. 1.ed. Singapore: McGraw-Hill, 1989. p.668-707.

KANEFSKY, P; NELSON, V.A.; RANGER, M. **A System Engineering Approach to Engine Cooling Design**. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1999, p. 29-32.

KAPLAN, J. A.; HEYWOOD, J. B. Modeling the Spark Ignition Engine Warm-Up Process to Predict Component Temperatures and Hydrocarbon Emissions. In: **Vehicle Thermal Management**. Warrendale, USA: SAE, Inc., 1994. p. 15-30.

LOEHRKE, R. I. Forced-convection heat loss from 3D solids. In GRANGER, R. A. **Experiments in heat transfer and thermodynamics**. Cambridge: Cambridge University Press, 1994. p.61-65.

LUENBERGER, D. G. **Introduction to Dynamic Systems: Theory, Models & Applications**. New York: John Wiley & Sons, 1979. p.254-328.

MICROSOFT Excel 2002 (10.2614.2625). [S.I.]: Microsoft Corporation, 2002. Licence 54187-640-2633671-17270.

MONNERAT JR., P.; GAVIOLI, V.; DAMASCENO, F.; BUCCI, A.; POGGIO, L.; GELMETTI, A.; CECCARINI, D. **Software Flex-Fuel Sensor (SFS) - Sensor lógico aplicado ao controle do motor utilizando variável percentagem de álcool.** São Paulo. SAE Technical Paper Series 2000-01-3218PE.

MORAN, M.; SHAPIRO, H. N. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics.** 5. ed. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, Inc, 2004. p. 51-52.

GNU Octave 2.1.42-p6a. [S.I.]: John W. Eaton, 2003. “Free Software”, disponível em <<http://www.gnu.org/software/octave/download.html>>.

OGATA, K. **Engenharia de Controle Moderno,** Rio de Janeiro: Prentice Hall do Brasil, 1998.

ÖZISIK, M. N. **Heat Transfer: A Basic Approach.** 1.ed. Singapore: McGraw- Hill, 1985. 780 p.

PETTIT, J. EVA & Strategy. **EVALuation: periodic series of Stern Steward & Co,** New York p. 1-17, April 2000.

PHILLIPS, C. L.; HARBOR, R. D. **Feedback Control Systems.** Upper Saddle River, New Jersey: Prentice Hall, 2000. Cap.1., p. 2-11.

RALLO, R.; FERRE-GINÉ, J.; ARENAS, A.; GIRALT, F. Neural virtual sensor for the inferential prediction of product quality from process variables. **Computers and Chemical Engineering**, v.26, s.n., p. 1735-1754, 2002. Disponível em: <<http://www.elsevier.com/locate/compchemeng>>.

RUNGE, P. R. F.; DUARTE, G. N.; GEMPERLÉ, R. **Lubrificação Automotiva**. Cotia, SP: Triboconcept, 1994. p. 81-102.

SABERSKY, R.,H.; ACOSTA, A.,J.; HAUPTMANN, E.,G. **Fluid Flow: A First Course in Fluid Mechanics**. 3.ed. New York: Macmillan Publishing Company, 1989. 537 p.

SEBBESSE, W. STEINBERG, P.; DEUSSEN, N.; SCHLENZ, D. Engine Cooling. In: HUCHO, W.-H. **Aerodynamics of Road Vehicles**. 4.ed. USA: Society of Automotive Engineers, Inc, 1998. p.559-576.

TAKAMURA, P.; JACOBY, F. **Dúvida sobre lubrificante**. [mensagem pessoal]. Mensagem recebida por: <roger.guilherme@volkswagen.com.br> em 06 de junho de 2006.

TAYLOR, I. Car Lubricants: fact and friction. Physicsweb, February, 2006 Disponível em < <http://physicsweb.org/articles/world/15/2/7>>. Acesso em 12 de julho de 2006.

TEJADA, A. **Relatório de Teste de Durabilidade - Motor EA-11 1,6 74kW**. São Bernardo do Campo: Volkswagen do Brasil Ltda, 2003 (SSE 37.061).

TRAPY, J.D.; DAMIRAL, P. An Investigation of Lubricant System Warm-up for the Improvement of Cold Start Efficiency and Emissions of S.I. Automotive Engines. In: **Vehicle Thermal Management**. Warrendale, USA: SAE, Inc., 1994. p. 3-13.

VAN WYLEN, G.J.; SONNTAG, R.E. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**. 2.ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1976. 565 p.

WEISSTEIN, E., BERNOULLI DIFFERENTIAL EQUATION. Mathworld-Awolfram Web Resource. Disponível em: <<http://mathworld.wolfram.com/BernoulliDifferentialEquation.html>>. Data de acesso: 22 de abril de 2006.

Livros Grátis

(<http://www.livrosgratis.com.br>)

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)
[Baixar livros de Matemática](#)
[Baixar livros de Medicina](#)
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)
[Baixar livros de Meteorologia](#)
[Baixar Monografias e TCC](#)
[Baixar livros Multidisciplinar](#)
[Baixar livros de Música](#)
[Baixar livros de Psicologia](#)
[Baixar livros de Química](#)
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)
[Baixar livros de Serviço Social](#)
[Baixar livros de Sociologia](#)
[Baixar livros de Teologia](#)
[Baixar livros de Trabalho](#)
[Baixar livros de Turismo](#)