

ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO DE SISTEMAS DE ARREFECIMENTO DE MOTORES DIESEL



Carlos De Marqui Júnior

DEDALUS - Acervo - EESC



31100007988

Dissertação apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica.

ORIENTADOR: Prof. Dr. Antônio Carlos Canale

São Carlos

1999

Class.	TESE-EESC
Cutt.	1819
Tombo	258/99

31100007988

S/S 1063542

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento
da Informação do Serviço de Biblioteca - EESC/USP

D278a De Marqui Júnior, Carlos
Análise e otimização de sistemas de arrefecimento
de motores diesel / Carlos De Marqui Júnior. -- São
Carlos, 1999.

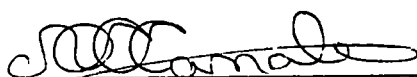
Dissertação (Mestrado) -- Escola de Engenharia de
São Carlos-Universidade de São Paulo, 1999.
Área: Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Dr. Antônio Carlos Canale.

1. Sistemas de arrefecimento. 2. Motores.
3. Modelo matemático. I. Título.

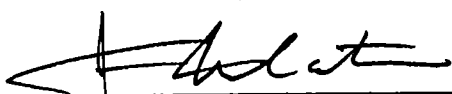
FOLHA DE APROVAÇÃO

Candidato: Engenheiro **CARLOS DE MARQUI JUNIOR**

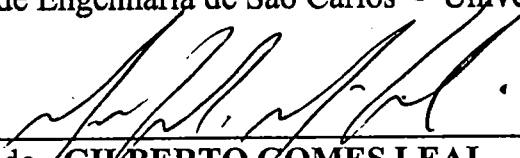
Dissertação defendida e aprovada em 15.10.1999
pela Comissão Julgadora:



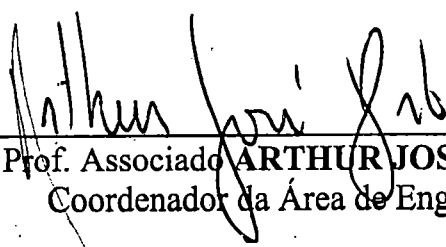
Prof. Doutor **ANTÔNIO CARLOS CANALE (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



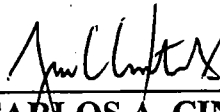
Prof. Doutor **FERNANDO MARTINI CATALANO**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



Licenciado **GILBERTO GOMES LEAL**
(Especialista - Mercedes Benz do Brasil S/A)



Prof. Associado **ARTHUR JOSÉ VIEIRA PORTO**
Coordenador da Área de Engenharia Mecânica



JOSÉ CARLOS A. CINTRA
Presidente da Comissão de Pós-Graduação da EESC

Ao meu pai e à minha mãe.

AGRADECIMENTOS

Ao Professor Antônio Carlos Canale, pela orientação fornecida durante a elaboração deste trabalho.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico – CNPq, pela bolsa de estudo concedida.

A Mercedes-Benz do Brasil pelos dados de testes de pista fornecidos, essenciais para a realização deste trabalho.

Ao físico Gilberto Gomes Leal por suas sugestões nos artigos escritos.

A todo pessoal do TML-5 pelo apoio nos testes de pista para a obtenção dos dados necessários.

A todos professores, funcionários e técnicos do Laboratório de Aeronaves pelo auxílio.

Aos colegas do Laboratório de Aeronaves João Henrique Piola Brandt, Dawson Tadeu Izola, Klaus Widmaier, Rogério Possi, Rogério Frauendorf, Alexandre Caporali, Hilton Carlos de Miranda Mello, Roberto Serrano.

Aos colegas de república José Antonio Garcia Croce, Juan Carlos Horta Gutierrez e Sérgio Henrique Evangelista.

Ao meu pai, minha mãe, minhas irmãs, meu cunhado pelo apoio e incentivo fundamentais para a realização deste trabalho.

A Solange por sua imensa paciência e carinho.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	i
LISTA DE TABELAS.....	iv
LISTA DE SÍMBOLOS.....	v
RESUMO.....	viii
ABSTRACT.....	ix
1 – INTRODUÇÃO.....	1
2 – REVISÃO DA LITERATURA.....	4
2.1 – PROPÓSITOS DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO.....	4
2.2 – TIPOS DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO.....	4
2.3 – SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COM CIRCULAÇÃO FORÇADA.....	5
2.3.1 – ASPECTOS GERAIS.....	5
2.3.2 – BAIXAS TEMPERATURAS OU PERÍODO DE AQUECIMENTO.....	6
2.3.3 – CONSUMO DE POTÊNCIA COM TEMPERATURA ESTABELECIDA.....	10
2.3.4. – SISTEMAS DE CIRCULAÇÃO DE AR.....	14
2.3.4.1 – ALGUNS TIPOS DE SISTEMAS DE AÇIONAMENTO.....	16
2.3.4.1.1 - SISTEMAS COM TERMOSTATO.....	16
2.3.4.1.2 - SISTEMAS COM ACOPLAMENTO VISCOSO.....	16
2.3.4.1.3 - SISTEMAS COM ACOPLAMENTO VISCOSO E CONTROLE LINEAR DE VELOCIDADE.....	19
2.3.4.2 – POTÊNCIA CONSUMIDA PARA CIRCULAR O AR.....	21
2.3.5 – TROCADORES DE CALOR.....	27
2.3.5.1 – CARACTERÍSTICAS INICIAIS E CLASSIFICAÇÃO.....	28
2.3.5.2 – CONCEITOS BÁSICOS DE TROCA DE CALOR.....	31
2.4 – SISTEMAS CONTROLADOS POR COMPUTADOR.....	36
3 – MODELAGEM MATEMÁTICA.....	41
3.1 – ESTUDO DO CIRCUITO DO LÍQUIDO DE ARREFECIMENTO.....	42

3.1.1 – FLUXO TÉRMICO TOTAL CEDIDO AO FLUIDO.....	45
3.1.2 – MODELAGEM DO CIRCUITO DE LÍQUIDO.....	45
3.1.2.1 – APLICAÇÃO AO RADIADOR.....	47
3.1.2.2 – APLICAÇÃO AO MOTOR.....	48
3.2 – ESTUDO DO CIRCUITO DE AR.....	49
3.2.1 – VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DO AR.....	50
3.2.2 – CÁLCULO DA POTÊNCIA CONSUMIDA PELO VENTILADOR..	51
4 – ALGORITMO COMPUTACIONAL.....	53
5 – RESULTADOS.....	58
5.1 – TESTE COM TERMOSTATO E VENTILADOR TRAVADOS.....	58
5.2 – TESTE COM TERMOSTATO E VENTILADOR LIVRES.....	64
6 - CONCLUSÕES.....	74
6.1 – SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	75
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	76
OBRAS CONSULTADAS.....	80
APÊNDICE 1.....	81
APÊNDICE 2.....	84
APÊNDICE 3.....	86

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 01	Esquema de um sistema de refrigeração com circulação forçada...	6
FIGURA 02	Influência da temperatura do líquido de arrefecimento na economia de combustível. BRABETZ & PIKE (1965).....	8
FIGURA 03	Influência da temperatura das paredes dos cilindros no desgaste do motor. BRABETZ & PIKE (1965).....	9
FIGURA 04	Influência da temperatura ambiente e da distância percorrida no consumo de combustível. SCHEFFLER & NIEPOTH (1966).....	9
FIGURA 05	Características de um núcleo. SCHMIDT (1964).....	11
FIGURA 06	Potência requerida pelo núcleo para resfriar 1 KJ/min/K. SCHMIDT (1964).....	13
FIGURA 07	Influência da densidade do núcleo do radiador e do número de linhas de tubos. SCHMIDT (1964).....	13
FIGURA 08	Variação da largura projetada das pás de um ventilador de pás flexíveis. CASSIDY & WHITE (1966).....	15
FIGURA 09	Esquema básico do funcionamento de um acoplamento viscoso. SARTRE (1993).....	17
FIGURA 10	Regime de rotação do ventilador desengrenado. SARTRE (1993)..	18
FIGURA 11	Características de sistemas de acionamento de ventiladores. LEE (1998).....	20
FIGURA 12	Método de teste de ventiladores. SHIBATA et al. (1992).....	22
FIGURA 13	Tipo de escoamento menos afetado por obstáculos posteriores ao ventilador. SHIBATA et al. (1992).....	23
FIGURA 14	Melhor configuração de ventilador segundo SHIBATA et al. (1992).	24
FIGURA 15	Gráfico de desempenho de ventilador em algumas velocidades. MORRIS & FOSS (1997).....	25

FIGURA 16	Varição percentual na vazão a partir de 50% de imersão. MORRIS & FOSS (1997).....	26
FIGURA 17	Resultados dos ensaios de tufts de MORRIS & FOSS (1997).....	27
FIGURA 18	Radiadores inicialmente desenvolvidos por Daimler e Renault. SAUNDERS (1936).....	29
FIGURA 19	Núcleo do radiador desenvolvido por Mercedes. SAUNDERS (1936).....	30
FIGURA 20	Alguns novos tipos de radiadores. SAUNDERS (1936).....	31
FIGURA 21	Camada limite e camada limite térmica.....	32
FIGURA 22	Varição do coeficiente de transferência de calor local ao longo do desenvolvimento do escoamento. INCROPERA (1990).....	33
FIGURA 23	Características de núcleos tipo persiana. WEBB & TRAUGER (1991).....	34
FIGURA 24	Diagrama de blocos de um sistema comum. Xu et. al (1984).....	37
FIGURA 25	Diagrama de blocos de um sistema controlado por computador. Xu et. al (1984).....	37
FIGURA 26	Varição da temperatura de controle do termostato com a temperatura. Xu et. al (1984).....	38
FIGURA 27	Esquema do termostato modificado utilizado em sistemas de arrefecimento controlados por computador. XU & JOHNSON (1984).....	39
FIGURA 28	Esquema do circuito de água. SARTRE (1993).....	43
FIGURA 29	Princípio de funcionamento do termostato. SARTRE (1993).....	44
FIGURA 30	Tubo representando o motor e radiador na qual se aplica a equação do calor.....	46
FIGURA 31	Esquema básico do sistema computacional desenvolvido.....	54
FIGURA 32	Esquema utilizado para as aproximações dos cálculos no circuito de líquido no sistema computacional.....	56
FIGURA 33	Janela de entrada de dados do algoritmo computacional desenvolvido.....	57
FIGURA 34	Valores medidos durante o teste de pista.....	60
FIGURA 35	Varição do coeficiente global de transferência de calor do radiador e do delta no radiador ao longo do teste.....	61
FIGURA 36	Temperaturas medida e calculada na entrada do motor.....	62
FIGURA 37	Temperaturas medida e calculada na entrada do radiador.....	62

FIGURA 38	Potência térmica calculada dissipada pelo motor e no radiador.....	63
FIGURA 39	Temperaturas na entrada e saída do motor medidas durante o teste.....	65
FIGURA 40	Resultados do coeficiente global de transferência de calor (K) e do delta no radiador ao longo do teste.....	66
FIGURA 41	Temperaturas medida e calculada na saída do radiador.....	66
FIGURA 42	Temperaturas medida e calculada na saída do motor.....	67
FIGURA 43	Rotação do ventilador medida durante o teste.....	68
FIGURA 44	Resultado de cálculo da potência consumida pelo ventilador comparada com a rotação do ventilador medida durante o teste.....	68
FIGURA 45	Escorregamento calculado no acoplamento e rotação medida do ventilador.....	69
FIGURA 46	Potência consumida pelo ventilador e escorregamento no acoplamento viscoso calculados.....	70
FIGURA 47	Resultado do cálculo da potência dissipada no radiador e da variação de temperatura no radiador.....	71
FIGURA 48	Potência dissipada no radiador e temperatura antes do bimetálico.	72
FIGURA 49	Ligação entre a variação de temperatura no radiador, variação de temperatura do ar antes do bimetálico e variação da potência consumida pelo ventilador.....	72
FIGURA 50	Variação da potência consumida pelo ventilador com a variação da temperatura do líquido na saída do motor.....	73

LISTA DE TABELAS

TABELA 01 - Condições dos testes. XU & JOHNSON (1984).....	40
TABELA 02 - Resultados dos testes comparativos relativos ao ventilador. XU & JOHNSON (1984).....	40
TABELA 03 - Coeficientes utilizados na equação geral do calor.....	47
TABELA 04 - Características do teste realizado em regime permanente.....	59
TABELA 05 - Dados do teste em regime transitório.....	64

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área de escoamento.....	m ²
c _{1,2}	Constantes experimentais.....	
Cp _a	Calor específico do ar.....	J/KgK
Cp _{li}	Calor específico do líquido de arrefecimento.....	J/KgK
g	Escorregamento.....	
H _o	Coefficiente de troca de calor do acoplamento viscoso.....	W/m ² K
h	Coefficiente local de troca de calor.....	W/mK
HP	Potência consumida na movimentação do ar.....	W
U	Coefficiente global de troca de calor.....	W/m ² K
K _v	Fator de torque do ventilador.....	Nm/rpm ²
L _P	Distância entre as aletas.....	m
L _F	Distância entre as linhas de aletas.....	m
m _f	Vazão de combustível.....	m ³ /s
N _{di}	Rotação do disco do acoplamento viscoso.....	rpm
N _{min}	Rotação do ventilador até a qual não há escorregamento entre ventilador e disco	rpm
N _{mot}	Rotação do motor.....	rpm
N _v	Rotação do ventilador.....	rpm
P	Pressão.....	N/m ²
Pot	Potência consumida pelo ventilador.....	W
Pot _a	Potência consumida na movimentação do ar.....	W
Pot _d	Potência dissipada no acoplamento.....	W
Q	Vazão de ar.....	m ³ /s
r	Relação de transmissão entre motor e disco no acoplamento viscoso.....	

R	Fator de resistência em ventiladores.....	
r_1	Raio interno do disco no acoplamento viscoso.....	m
r_2	Raio externo do disco no acoplamento viscoso.....	m
R_f	Fator de incrustação em radiadores.....	
S	Área frontal.....	m ²
s_{fr}	Superfície frontal por unidade de comprimento dos tubos.....	m
t	Tempo.....	s
$T(x,t)$	Temperatura do líquido de arrefecimento em função do tempo e da posição no circuito de água.....	K
T_a	Temperatura ambiente.....	K
T_i	Temperatura inicial do líquido de arrefecimento.....	K
T_{li}	Temperatura do líquido de arrefecimento.....	K
T_o	Temperatura do óleo no acoplamento viscoso.....	K
T_s	Temperatura na superfície.....	K
T_∞	Temperatura no fluxo livre.....	K
T_T	Torque total transmitido no acoplamento viscoso.....	Nm
TCT	Temperatura de controle do termostato.....	K
TCV	Temperatura de controle do ventilador.....	K
V	Velocidade na ponta da pá do ventilador.....	m/s
u_∞	Velocidade do escoamento livre.....	m/s
x	Distância ao longo do circuito de água.....	m
Ψ	Coefficiente de pressão.....	
ϕ	Coefficiente de vazão.....	
λ	Condutividade térmica da água.....	W/m K
α	Fração da vazão de líquido no radiador.....	
ω_1	Rotação de saída no acoplamento viscoso.....	rpm
ω_2	Rotação de entrada no acoplamento viscoso.....	rpm
ρ_a	Densidade do ar.....	Kg/m ³
ν_a	Viscosidade do ar.....	m ² /s
Φ_e	Fluxo térmico.....	W
θ_f	Temperatura de fim do fechamento do termostato.....	K
θ_i	Temperatura de início da abertura do termostato.....	K
ρ_{li}	Densidade do líquido de arrefecimento.....	Kg/m ³
μ_{li}	Massa de líquido equivalente a massa do sistema real.....	Kg/m

η	Rendimento.....	
ν_{ii}	Viscosidade do líquido de arrefecimento.....	m^2/s
Φ_{ii}	Potência dissipada ao líquido de arrefecimento por unidade de comprimento.....	W/m
ρ_o	Densidade do óleo no acoplamento viscoso.....	Kg/m^3
ν_o	Viscosidade do óleo do acoplamento viscoso.....	m^2/s

RESUMO

DE MARQUI JÚNIOR, C. (1999). Análise e otimização de sistemas de arrefecimento de motores Diesel. São Carlos, 1999, 93p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Desenvolveu-se uma modelagem matemática para a análise de sistemas de refrigeração de motores Diesel. Utiliza-se modelos matemáticos interdependentes para representar o circuito percorrido pelo líquido de arrefecimento (motor, tubulações, termostato e radiador) e o circuito percorrido pelo ar. As características dos componentes do sistema, seu arranjo no compartimento do motor e condições ambientes são importantes variáveis consideradas no modelo. Utilizando dados apropriados de testes de pista e características do veículo, o modelo matemático possibilita o cálculo do coeficiente global de transferência de calor do radiador em função do tempo, do fluxo térmico dissipado pelo motor ao líquido de arrefecimento, do fluxo térmico dissipado pelo radiador, e da potência consumida em função do tempo de teste. Possibilita-se uma análise do funcionamento do sistema de arrefecimento em várias condições de testes e para diferentes veículos. O uso do programa pode facilitar o desenvolvimento de um novo projeto de sistema de refrigeração, ou facilitar a análise de resultados de testes. Em um sistema de arrefecimento podem ser realizadas otimizações para reduzir o consumo de combustível, emissão de poluentes e desgaste do motor. Utilizou-se resultados de testes experimentais com veículos Mercedes-Benz para a validação do modelo, os resultados demonstraram coerência com a literatura e com outros resultados de testes.

Palavras-chave: sistemas de arrefecimento, motores, modelo matemático.

ABSTRACT

DE MARQUI JÚNIOR, C. (1999). Analysis and optimisation of Diesel engines cooling system. São Carlos, 1999, 93p. MSc Thesis – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

A mathematical model has been developed for Diesel engines cooling system analysis. Coupled mathematical models has been used to describe the coolant circuit (engine, tubes, thermostat, and heat exchanger) and air circuit. The cooling system components characteristics, their arrangement in the engine compartment and environment are the most important variables considered by the mathematical models. By taken appropriate information from experimental tests and respective vehicle design characteristics, the mathematical model enables to calculate the global heat transfer coefficient of the radiator, the engine heat transfer rate to coolant, the radiator heat transfer rate and system power consumption during the test. Cooling system performance has been determined in several test conditions and for different vehicles. The mathematical model can be used in the development of new cooling system design or in the analysis of tests results. Cooling system optimisations can be obtained using the mathematical model in order to reducing fuel consumption, gas emissions and engine wear. To validate the mathematical model, tests carried out in Mercedes-Benz vehicles have been used and the model outputs has shown good agreement with the available technical literature and other tests results.

Keywords: cooling system, engines, mathematical model.

1 – INTRODUÇÃO

O projeto de sistemas de arrefecimento foi baseado por muitos anos no dimensionamento do sistema para a condição de potência máxima do motor. Baseado nesta filosofia garante-se arrefecimento suficiente para a maioria das condições operacionais do motor, mas, em algumas outras, o motor estará excessivamente resfriado, resultando em queda no rendimento térmico.

Destaca-se que um sistema de arrefecimento de um motor não é desejável do ponto de vista termodinâmico. Em um motor, a situação ideal ocorreria se fosse eliminada a transferência de calor entre o gás queimado e o metal. Ocorreria um significativo aumento na eficiência do motor, resultando em uma maior potência disponível para um mesmo volume de combustível queimado, estes seriam os motores adiabáticos. Nos motores convencionais os componentes impõem uma temperatura máxima de trabalho para que não ocorra a quebra do filme de óleo e desgaste excessivo do metal, além disso, em temperaturas elevadas e carga térmica cíclica ocorre aceleração da fadiga do metal. O projeto de um sistema de arrefecimento deve obedecer a premissa de possibilitar boa eficiência do motor mantendo condições de durabilidade.

Para o controle das temperaturas durante o funcionamento de um motor de um veículo comercial, utiliza-se um sistema de arrefecimento dotado de elementos de controle, como um termostato e um ventilador, cujo funcionamento é controlado por um sistema de acoplamento viscoso. Este tipo de sistema de arrefecimento tem o objetivo de tentar manter o motor funcionando em condições mais favoráveis possíveis, ou seja, temperatura ideal de funcionamento.

Um outro problema destes sistemas de arrefecimento é a potência consumida para se manter as temperaturas de funcionamento em níveis aceitáveis.

Em vários momentos, ao longo de um determinado circuito percorrido por um veículo, pode existir a necessidade do acionamento do ventilador. Observa-se na literatura que a potência consumida durante o uso do ventilador varia em torno de dois a oito por cento da potência desenvolvida pelo motor.

Um sistema de arrefecimento impróprio altera também os níveis de poluentes emitidos por um motor. Quando ocorre o resfriamento excessivo a queima do combustível se dá de maneira incompleta e as emissões do veículo se alteram, além disso, os produtos da combustão de um motor excessivamente resfriado provocam desgaste do mesmo. Quando ocorre um superaquecimento, pode acontecer o fenômeno de auto-ignição do combustível, diminuindo o desempenho e durabilidade do motor.

Dos fatos discutidos verifica-se que um sistema de arrefecimento influencia diretamente no desempenho de um veículo, alterando os níveis de durabilidade de um motor, o seu desempenho em termos de consumo e sua influência no meio ambiente.

Para se conhecer os parâmetros que influenciam no desempenho de um sistema de arrefecimento e possibilitar comparações e melhoras nas configurações desenvolveu-se um modelo matemático que pudesse ser representativo para todo sistema. Dividiu-se o sistema de arrefecimento em duas partes: circuito de água e circuito de ar. A primeira parte inclui todo o caminho percorrido pelo líquido de arrefecimento: motor, tubulações, radiador, bomba d'água, termostato e *by-pass*. A segunda parte do sistema é representada pelo caminho percorrido pelo ar ao longo do túnel do motor: grade frontal, radiador de ar, radiador de água, ventilador e saídas.

Apesar dos circuitos representarem regiões distintas elas têm uma fronteira em comum, a área de troca de calor no radiador. Nesta região ocorre a influência de um circuito no outro, sendo uma condição importante para se conseguir um modelo completo e representativo do sistema.

A partir do modelo matemático estudado desenvolveu-se um sistema computacional. Devido a complexidade do equacionamento e da variedade de

parâmetros envolvidos na transferência de calor durante a movimentação do veículo seria muito difícil desenvolver um sistema computacional que simulasse um sistema de arrefecimento. Diante disso, delimitou-se o objetivo do estudo: um modelo matemático completo e um sistema computacional baseado neste modelo que, associado a dados experimentais possibilitasse o estudo do desempenho e o conhecimento dos fatores mais importantes em um sistema de refrigeração.

Os resultados do sistema computacional são dados em função do tempo de testes e permitem a análise de sistemas de refrigeração de motores em variadas condições. Destaca-se a possibilidade de estudo de um sistema em condições transitórias.

Os dados experimentais foram cedidos pela Mercedes-Benz do Brasil. Foram obtidos segundo os critérios de testes de pista e testes estáticos da empresa e utilizados para o desenvolvimento, calibração e comparações do modelo desenvolvido.

2 – REVISÃO DA LITERATURA

2.1 – PROPÓSITOS DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

Em um motor ideal toda energia gerada na combustão seria transformada em energia cinética. Porém, sabe-se que parte da energia é dissipada nos gases de escape, parte é absorvida pelas paredes dos cilindros, cabeçotes e pistões, além de outras perdas. Um sistema de refrigeração é necessário para se manter os componentes de um motor funcionando em temperaturas baixas suficientes para se evitar a quebra do filme de óleo e conseqüente perda das propriedades lubrificantes, iniciando-se o contato metálico e possíveis danos ao motor.

Durante muitos anos, a premissa para um projeto de sistemas de refrigeração era de se evitar o superaquecimento do motor em algumas condições extremas de utilização. Esta premissa induziu ao uso de motores excessivamente resfriados em algumas outras condições. Assim como o superaquecimento leva a danos no motor, o excesso de resfriamento leva a queda no rendimento e na durabilidade.

2.2 – TIPOS DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

Conforme o histórico apresentado por SAUNDERS (1936), os motores de veículos eram inicialmente resfriados diretamente pelo ar. Neste sistema, os cilindros e cabeçotes são aletados para o aumento da área de troca de calor. Com o aumento da potência dos motores surgiu a necessidade de novos meios de resfriamento e o sistema a ar passou a ser mais utilizado em motores de aeronaves e motocicletas. Começaram a ser utilizados os sistemas resfriados por líquido. O líquido circula através do motor retirando o excesso de calor, tentando manter a

melhor temperatura de funcionamento. O líquido quente é então conduzido a um radiador onde o calor é dissipado ao ambiente. Dois tipos de sistemas de resfriamento com líquido passaram a ser utilizados:

Circulação Natural

A circulação é garantida pela expansão e contração do líquido na passagem através do motor e radiador, respectivamente. Quanto maior a temperatura do motor mais rapidamente ocorreria a circulação do líquido. Este sistema foi utilizado durante pouco tempo, depósitos de impurezas nas tubulações restringiam ou impediam a circulação do líquido e também passou a ser ineficiente com o aumento da potência dos motores .

Circulação Forçada

A circulação do líquido entre o bloco do motor e o radiador passou a ser garantida pela instalação de uma bomba d'água no circuito. Este tipo de sistema, somado com mais alguns acessórios representa o sistema atualmente utilizado e será descrito com maiores detalhes.

2.3 – SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COM CIRCULAÇÃO FORÇADA

2.3.1 – ASPECTOS GERAIS

Um esquema de um sistema básico de refrigeração com circulação forçada é mostrado na FIGURA 1. O sistema é composto por um ventilador, dois trocadores de calor, termostato, bomba d'água e tubulações. Durante o período de aquecimento do motor o termostato bloqueia a passagem do líquido através do radiador, liberando-a a medida que o motor vai se aquecendo. Em condições extremas, motor aquecido e não ocorrendo entrada suficiente de ar no túnel do motor, o ventilador é acionado para auxiliar a passagem de ar através dos radiadores. A bomba d'água garante a circulação do líquido de refrigeração ao longo do circuito.

NORRIS (1989) et al. realizaram um experimento para investigar o fenômeno de transferência de calor para o líquido de arrefecimento na região das válvulas dos cilindros de um motor diesel. Apresenta-se que para baixo fluxo de calor verifica-se o fenômeno de convecção forçada como forma de transferência de calor e para altos fluxos de calor começa a surgir o fenômeno de ebulição nucleada. A ebulição nucleada é um meio bastante eficiente de transferência de calor. Com a ebulição ocorre um aumento do coeficiente de troca de calor devido a agitação imposta pelo movimento das bolhas na superfície metálica. Destaca-se que deve ser evitada a formação de pontos secos na superfície, ocorrendo queda do coeficiente de troca de calor e aumento da temperatura superficial.

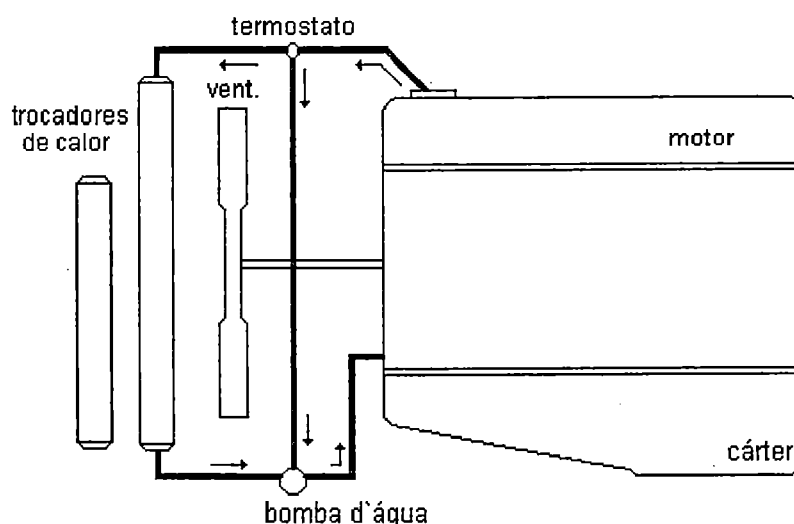


FIGURA 1 - Esquema de um sistema de refrigeração com circulação forçada.

2.3.2 – BAIXAS TEMPERATURAS OU PERÍODO DE AQUECIMENTO

Um sistema de arrefecimento deve manter o motor funcionando o maior tempo possível em sua temperatura ideal com o menor custo possível. Geralmente, um motor funciona em temperaturas abaixo da ideal durante o período de aquecimento, no início de sua utilização ou se o sistema de resfriamento for mal projetado, o que também poderia implicar em superaquecimento. Os problemas que surgem com o superaquecimento de um motor são bem conhecidos e já foram descritos. Motores funcionando em baixas temperaturas implicam em queda do

rendimento térmico, desgaste a longo prazo, acúmulo de sedimentos, aumento de emissão de poluentes, etc.

KAZLAUSKAS et al. (1961) realizaram um estudo com caminhões rodoviários e urbanos e apresentaram resultados que demonstraram que o desgaste dos cilindros e anéis com o motor funcionando em baixas temperaturas era causado por corrosão. Durante o período de aquecimento do motor, a baixa temperatura seria uma condição para que os produtos da combustão condensassem em ácidos orgânicos e água, que atacariam os componentes. Citaram também que o cilindro mais próximo do radiador e ventilador apresentaram maior índice de desgaste devido a menor temperatura de funcionamento.

VATAVUK & VIEIRA (1994) demonstraram que o desgaste por corrosão dos cilindros e anéis superiores em veículos diesel, operando com líquido de arrefecimento em baixas temperaturas, se dá devido a condensação de ácido sulfúrico e água. Observaram maior desgaste nas regiões do ponto morto superior e ponto morto inferior e acrescentam que o alto teor de enxofre no óleo diesel, associado a lubrificantes com baixa reserva alcalina, aumentam a taxa de corrosão.

BRABETZ & PIKE (1965) também demonstraram a influência da temperatura do líquido de arrefecimento no desempenho e durabilidade de um motor. Na FIGURA 2 observa-se um ganho de mais de 3% na economia de combustível quando a temperatura passa de 322 K para 360 K. Este ganho acontece devido a queda na viscosidade do óleo de lubrificação e conseqüente diminuição do atrito do motor com o aumento da temperatura do líquido de arrefecimento. Além disto, a temperatura do ar que entra na câmara de combustão é maior, facilitando uma combustão mais eficiente. Na FIGURA 3 observa-se grande aumento do desgaste do cilindro e anel do pistão quando o motor funciona em baixas temperaturas. Com o aumento do desgaste do cilindro e anéis pode ocorrer a contaminação do óleo contido no cárter e perda das suas propriedades lubrificantes.

A influência da temperatura ambiente e da distância percorrida foi analisada por SCHEFFLER & NIEPOTH (1966). Definiu-se os termos economia com motor totalmente aquecido e com motor se aquecendo. Concluiu-se que pode se

comparar a economia durante o aquecimento de motores de diferentes veículos como sendo uma porcentagem da economia do motor totalmente aquecido. Os resultados são apresentados na FIGURA 4. Verifica-se que veículos que percorrem percursos maiores têm um consumo instantâneo menor, devido ao fato do motor poder se aproximar mais de estar totalmente aquecido. Observa-se que durante o verão o consumo também é menor devido ao menor tempo necessário para o aquecimento do motor.

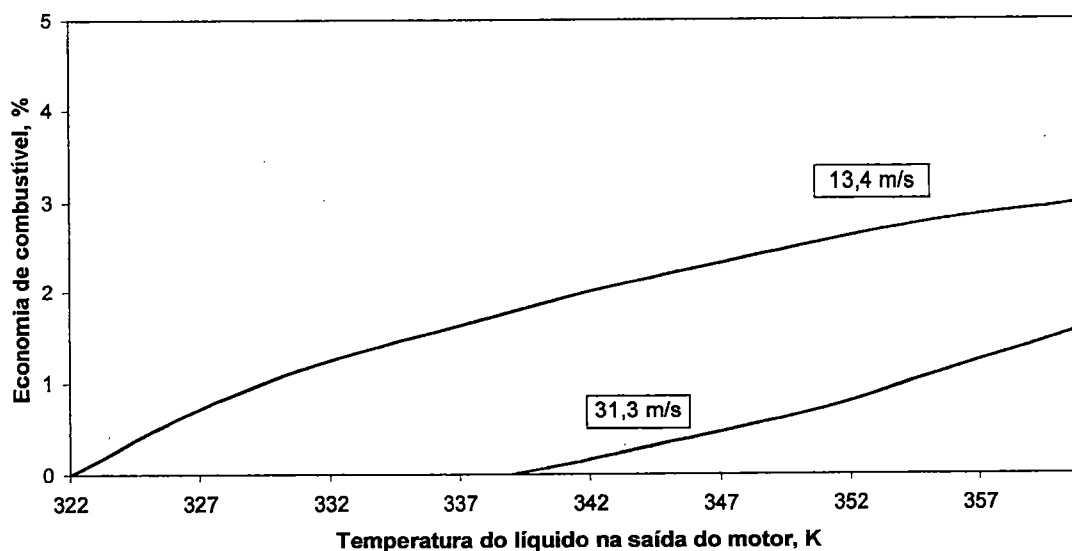


FIGURA 2 – Influencia da temperatura do líquido de arrefecimento na economia de combustível. BRABETZ & PIKE (1965)

Temperaturas excessivamente baixas do líquido de arrefecimento associadas as altas temperaturas durante a combustão provocam o surgimento de tensões nas paredes dos cilindros. O efeito destas tensões, somado às tensões devido aos esforços no momento da combustão, podem diminuir a vida de um motor.

Além do aumento do consumo de combustível e do aumento da taxa de desgaste nos cilindros e nos anéis dos pistões durante o tempo de aquecimento de um motor um outro problema é o nível de emissão de poluentes. A baixa temperatura do líquido de arrefecimento impede que sejam atingidas temperaturas altas o suficiente para se ter uma combustão completa, assim, os gases de exaustão conterão mais poluentes. CRUZ (1992) cita que grande parte das

emissões consideradas perigosas para a saúde é proveniente dos veículos automotores. Em um estudo realizado pelo *California Air Resources Board*, em Los Angeles, demonstrou que 77% do monóxido de carbono presente na atmosfera é devido aos veículos. Os veículos Diesel são responsáveis por grande parte do material particulado emitido por veículos, estes materiais podem ser tóxicos ou até mesmo cancerígenos.

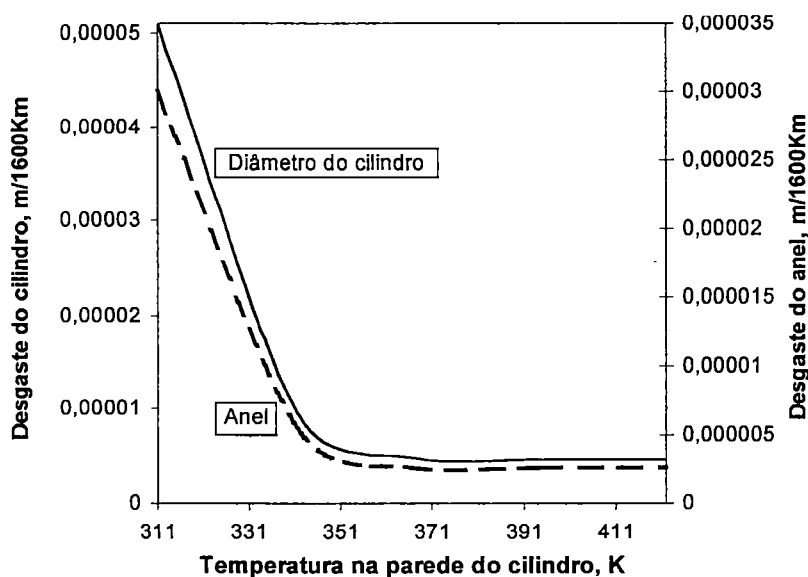


FIGURA 3 – Influência da temperatura das paredes dos cilindros no desgaste do motor. BRABETZ & PIKE (1965)

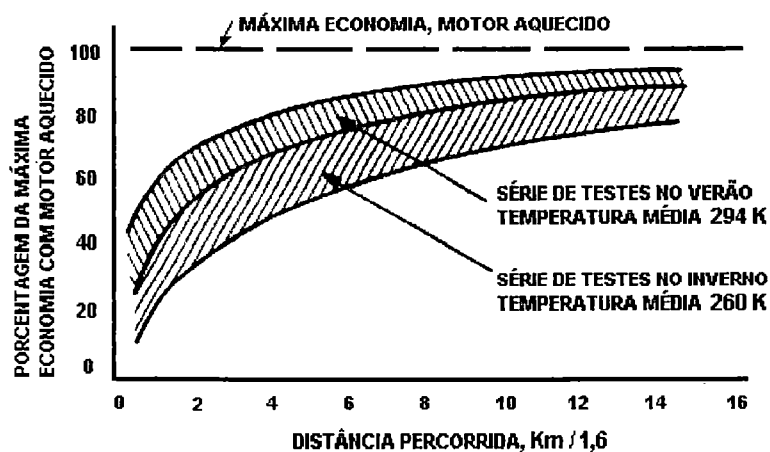


FIGURA 4 - Influência da temperatura ambiente e da distância percorrida no consumo de combustível. SCHEFFLER & NIEPOTH (1966)

Devido aos fatos demonstrados anteriormente conclui-se que o projeto de um sistema de arrefecimento deve ser feito para que se tenha o menor período de aquecimento possível. O funcionamento dos termostatos e ventilador devem estar interligados de modo que se tenha a abertura dos termostatos o mais tarde possível e o funcionamento do ventilador somente depois de estabelecida a temperatura no sistema de arrefecimento.

2.3.3 – CONSUMO DE POTÊNCIA COM TEMPERATURA ESTABELECIDADA

Um outro aspecto bastante importante é a potência consumida para se manter o correto funcionamento do sistema de resfriamento de motores. A escolha correta do conjunto radiador e ventilador leva a melhorias na potência consumida e conseqüente aumento no desempenho de um sistema e na economia de combustível de um veículo. Escolhendo-se uma combinação pobre ou ineficiente de ventilador e radiador afeta-se as características do motor. Um ventilador muito grande significa grande perda de potência do motor implicando em um fraco desempenho no consumo de combustível.

Um trabalho bastante abrangente foi publicado por SCHMIDT (1964) no qual demonstra-se as principais relações entre o radiador e ventilador escolhido e possíveis otimizações. Segundo SCHMIDT (1964), deve se escolher o núcleo do radiador com o objetivo de se obter um sistema com uma adequada taxa de rejeição de calor com um mínimo de potência requerida pelo ventilador. Segundo o autor, a potência consumida pelo ventilador é muito mais uma função do núcleo do radiador escolhido do que função de sua própria eficiência. Assim, deve se primeiramente otimizar a escolha de um núcleo do radiador.

A escolha do núcleo do radiador é influenciada por características do veículo no qual ele será instalado, por seu custo e por suas próprias características. Características específicas de um determinado núcleo são apresentadas na FIGURA 5 como um gráfico de calor rejeitado (K) e resistência ao escoamento de ar (P) no núcleo em função da velocidade do ar que passa através do núcleo. Estas características apresentadas na FIGURA 5 somadas a potência necessária para

circular o ar são suficientes, segundo o autor, para se otimizar a seleção de um núcleo de um radiador. Esta potência pode ser obtida e representada graficamente considerando-se o núcleo do radiador como sendo um orifício por onde passa o ar.

A potência necessária (HP) para se bombear uma massa unitária de ar através de um orifício (área A) é proporcional ao produto da vazão de ar (AV) e a variação de pressão (perda de carga, ΔP) na passagem pelo orifício, conforme a eq. (1).

$$HP \approx AV(\Delta P) \quad (1)$$

Considerando-se que a área específica de um trocador (A) é inversamente proporcional a constante de troca de calor (K), encontrada na eq. (2), determina-se que a potência (HP) para refrigerar aproximadamente 1 KJ/mim através de um dado núcleo é proporcional ao produto da velocidade vezes a variação de pressão dividido pela constante de troca de calor.

$$HP = \frac{V(\Delta P)}{K} \quad (2)$$

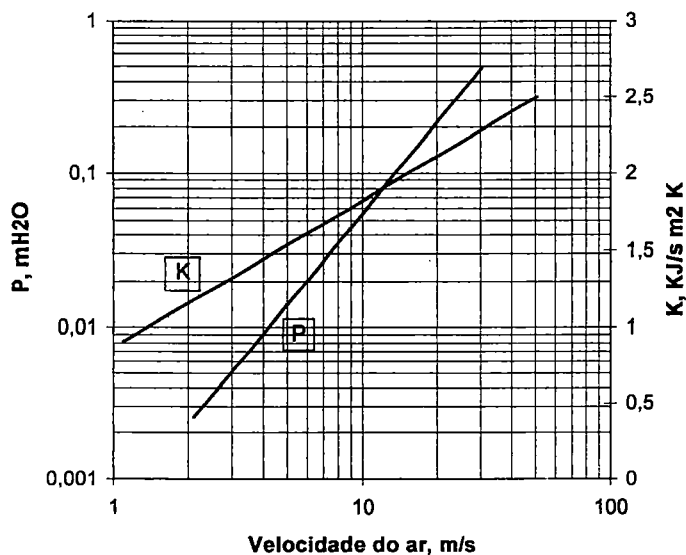


FIGURA 5 - Características de um núcleo. SCHMIDT (1964)

Verifica-se que a variação da área de um núcleo não é diretamente proporcional a potência requerida. Dobrando-se a área de um núcleo de um radiador de um determinado tipo não se diminui a metade a potência necessária, mas a aproximadamente a um sétimo. Do mesmo modo, para um determinado radiador instalado em um veículo se for dobrada a potência do motor será necessário bem mais do que o dobro da potência do ventilador para se obter a mesma rejeição de calor.

Na FIGURA 6 demonstra-se a mesma curva característica de um núcleo de radiador da FIGURA 5 porém acrescida da curva que representa a potência necessária para movimentar o ar (AR), neste tipo de núcleo, para refrigerar 1 KJ/min/F de líquido. SCHMIDT (1964) baseia-se na FIGURA 6 para indicar a escolha de radiadores com grandes áreas e de baixas velocidades para minimizar a potência requerida. Quanto maior a constante de rejeição de calor de um determinado núcleo, maior a velocidade e a variação de pressão. Alta velocidade e variação de pressão implicam em alta potência requerida.

Analisando-se o gráfico da FIGURA 6 pode se concluir que a escolha de núcleos de radiadores com grandes áreas e de baixa velocidade implica em diminuição da potência requerida pelo ventilador. Um núcleo de alta velocidade e de alta variação de pressão (alta perda de carga) eleva a potência requerida pelo ventilador.

A potência necessária para movimentar o ar (AR), indicada na FIGURA 6, não é a potência mecânica do ventilador. A combinação da eficiência mecânica e volumétrica de um ventilador comum é de cerca de vinte por cento, significando que a potência consumida pelo ventilador será cinco vezes a potência indicada no gráfico característico do núcleo de um radiador (FIGURA 6).

Além da variação da área do núcleo do radiador outras características afetam a otimização do projeto de um sistema de refrigeração de motores.

Um radiador é formado por vários tubos verticais (ou horizontais) paralelos formando uma linha de tubos, um radiador pode ter mais de uma linha de tubos. Estes tubos podem ser aletados com uma certa quantidade de aletas por unidade

de comprimento. A densidade do núcleo de um radiador pode ser aumentada acrescentando-se linhas de tubos ou quantidade de aletas por unidade de comprimento. A FIGURA 7 demonstra a relação entre o número de linhas e de aletas sobre a potência requerida pelo ventilador. Aumentando-se o número de linhas ou de aletas (aumentando-se a densidade do núcleo) reduz-se a potência requerida pelo ventilador. Porém, após certo limite de densidade do núcleo verifica-se que o aumento da densidade vai se tornando relativamente ineficiente.

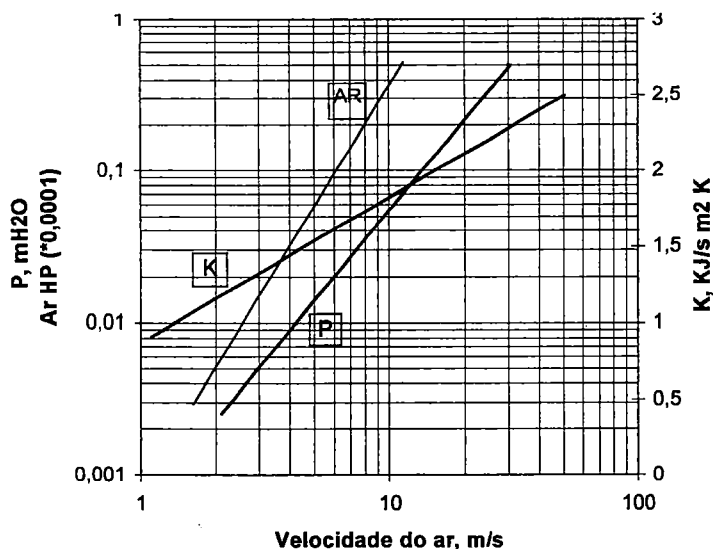


FIGURA 6 - Potência requerida pelo núcleo para resfriar 1 KJ/min/K. SCHMIDT (1964)

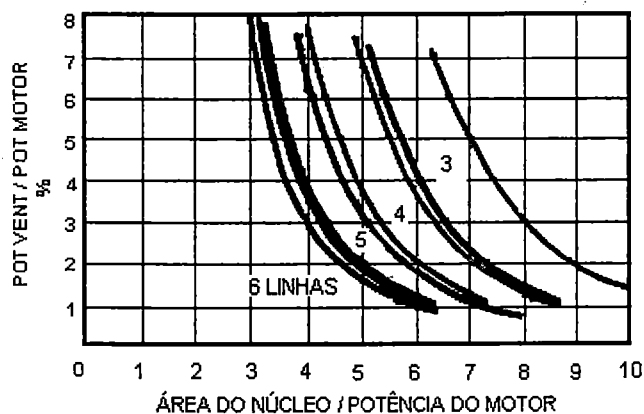


FIGURA 7 - Influência da densidade do núcleo do radiador e do número de linhas de tubos. SCHMIDT (1964)

Ainda com o objetivo de se melhorar o sistema em termos de potência consumida procurou se aprimorar os tipos de núcleos de radiadores, sistema de acionamento do ventilador e a geometria e forma das pás do ventilador.

2.3.4. – SISTEMAS DE CIRCULAÇÃO DE AR

O objetivo principal do ventilador em um sistema de arrefecimento é garantir a circulação do ar através dos trocadores de calor localizados logo a sua frente (FIGURA 1) com o menor consumo de potência possível. A circulação de ar na região dos trocadores de calor é importante para que seja retirado o ar quente que trocou calor com o líquido de arrefecimento e que tende a estacionar na região logo atrás aos trocadores. Quando o veículo está em movimento a circulação do ar acontece naturalmente com a entrada do ar através do túnel do motor.

Em um veículo existem alguns sistemas que podem ser considerados como parasitas. O sistema de refrigeração da cabina de passageiros, o sistema de arrefecimento do motor e alguns outros consomem parte da potência gerada pelo motor prejudicando um bom desempenho do veículo em termos de custo operacional, por exemplo, aumentando o consumo de combustível em veículos comerciais.

Sabe-se que o ventilador de um sistema de arrefecimento é uma das maiores fontes de vibração, de ruído e consumo de potência em um motor. Várias técnicas têm sido desenvolvidas para se melhorar o desempenho deste sistema, melhorando o ventilador (geometria de pás) e o sistema de acionamento do ventilador.

Algumas tentativas foram realizadas para melhoria do desempenho dos ventiladores. Em *Variable-pitch fans cut power loss* (1960) foi desenvolvido um ventilador cujo o ângulo de passo (*pitch*) das pás seria variável durante a utilização do veículo. Neste sistema, a tubulação do líquido de arrefecimento também passaria através do cubo do ventilador, onde existiria um elemento sensível a temperatura. Com a variação da temperatura do líquido de arrefecimento que sai do motor o elemento sensível se expande ou se contrai, atuando sobre um pistão que

controla o ângulo das pás; em altas temperaturas ocorreriam altos ângulos implicando em maior fluxo de ar, em baixas temperaturas ocorreriam ângulos menores e menor consumo de potência. O idealizador do projeto Scott Lines realizou testes instalando o ventilador de passo variável em caminhões, segundo o autor, obteve-se resultados de cerca de 10% de economia de combustível e ainda queda no tempo de aquecimento do motor e o ruído provocado pelo ventilador.

Uma outra alternativa procurada para melhoria do ventilador de sistemas de arrefecimento foi o desenvolvimento de ventiladores com pás flexíveis. CROUSE (1971a) aponta o uso de pás flexíveis como uma boa alternativa para a redução do consumo de combustível e geração de ruído. CASSIDY & WHITE (1966) desenvolveram um ventilador com pás flexíveis. Estes autores apontam o baixo custo deste ventilador como sua grande vantagem. As pás do ventilados eram feitas de aço mola SAE 1050 – 1060 e com o aumento da rotação do ventilador a largura projetada das pás variavam, alterando o fluxo de ar gerado, conforme a FIGURA 8.

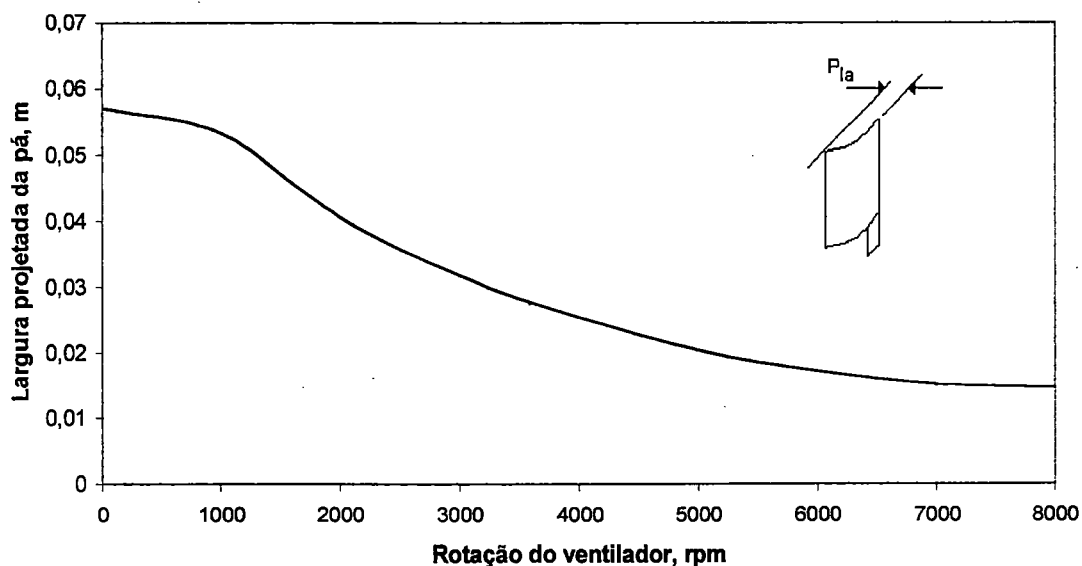


FIGURA 8 - Variação da largura projetada das pás de um ventilador de pás flexíveis. CASSIDY & WHITE (1966).

Em um sistema de arrefecimento a utilização do ventilador não é necessária em todos os momentos e, algumas vezes, conforme descrito anteriormente, o funcionamento incorreto ou excessivo do ventilador pode ser prejudicial ao motor.

Por este motivo, procura se desenvolver sistemas de acionamento que otimizem o funcionamento dos ventiladores, atrelando-o as condições de funcionamento do motor e as condições ambientais, sempre buscando-se a economia de combustível.

2.3.4.1 – ALGUNS TIPOS DE SISTEMAS DE ACIONAMENTO

2.3.4.1.1 - SISTEMAS COM TERMOSTATO

Conhecido também como sistema liga - desliga. Neste sistema o ventilador é acionado por um motor elétrico que é ligado ou desligado de acordo com as condições apresentadas pelo termostato. Em condições de alta temperatura do líquido de arrefecimento do motor o termostato fecha o circuito acionando o ventilador, já em baixas temperaturas o ventilador não funciona.

Este tipo de acionamento apresenta algumas desvantagens. O ventilador sempre que funcionando atinge sua máxima velocidade, ou seja, não existe variação de sua velocidade de acordo com as necessidades momentâneas quando ligado. O nível de ruído e de consumo de potência apresentam-se elevados quando comparados com outros tipos de sistemas de acionamento. Geralmente é utilizado em veículos de passeio.

Um outro sistema de acionamento controlado por termostato foi descrito por CROUSE (1971b). No cubo do ventilador existia uma cápsula termostática sensível a temperatura do líquido de arrefecimento. Quando o líquido estava quente, este sensor termostático expandia gerando o acoplamento do ventilador através de um sistema de embreagem; quando a temperatura do líquido abaixava o termostato reduzia o acoplamento, diminuindo o consumo de potência.

2.3.4.1.2 - SISTEMAS COM ACOPLAMENTO VISCOZO

Este sistema é atualmente bastante utilizado entre os veículos comerciais. Consiste de um ventilador cujas pás estão ligadas a um cubo que é ligado ao eixo

do motor através de um acoplamento viscoso. O princípio de funcionamento do acoplamento viscoso é a transmissão do torque ao ventilador através de ação de cisalhamento em um fluido bastante viscoso entre uma unidade que recebe a rotação do motor e uma outra unidade que é movida pela primeira. Um esquema básico de um acoplamento viscoso é demonstrado na FIGURA 9.

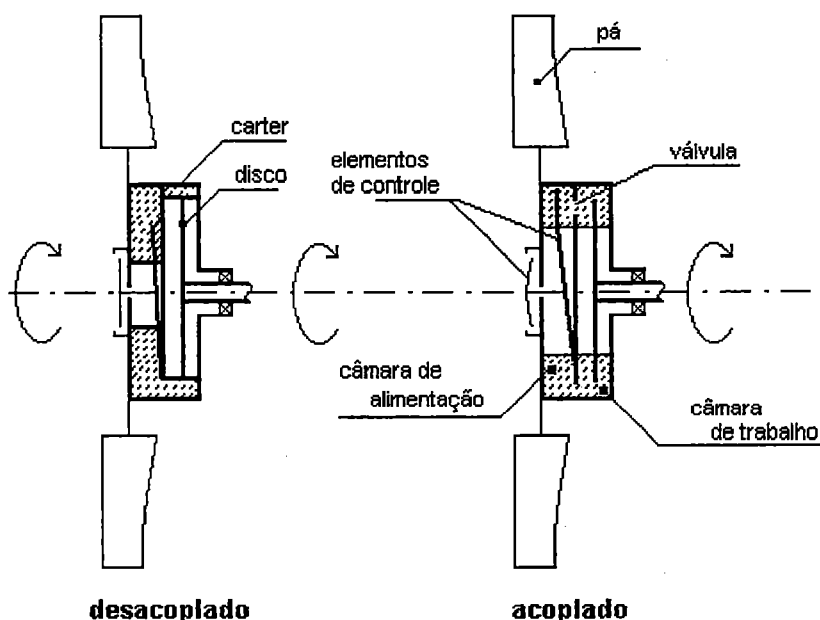


FIGURA 9 - Esquema básico do funcionamento de um acoplamento viscoso.
SARTRE (1993).

A vantagem do acoplamento viscoso é que o ventilador pode estar desengrenado nos momentos em que o motor estiver em baixas temperaturas ou com circulação de ar garantida devido ao movimento do veículo. O fato do acoplamento estar ocorrendo ou não é garantido por um sensor bimetálico posicionado na frente do cubo do ventilador. O ar que passou através dos radiadores atinge o sensor bimetálico que em um certo limite de temperatura previamente estabelecido, aciona os elementos que regulam a entrada ou a saída de óleo das câmaras

Observa-se na FIGURA 9 que o acoplamento é composto basicamente por um disco de entrada, câmaras, elementos de controle e uma válvula de abertura e fechamento das câmaras. Quando a temperatura do ar que chega aos elementos

de controle, no caso um sensor bimetálico, é alta, abre-se a válvula e o fluido viscoso começa a movimentar-se para a câmara de alimentação, de onde, por efeito de força centrífuga, é expulso para a câmara de trabalho através da válvula aberta, ocorrendo o acoplamento viscoso entre o disco (ligado ao motor) e as paredes do cubo. A medida que a temperatura abaixa, a válvula fecha-se novamente e o fluido passa a ocupar a câmara de alimentação; neste momento o acoplamento é bastante pequeno, porém o suficiente para manter o ventilador em rotação.

Identifica-se dois regimes de rotação para o ventilador:

Ventilador desengrenado

A câmara de trabalho está praticamente vazia. Quando o disco tem uma rotação muito lenta ele movimenta o ventilador com uma relação de transmissão igual a um. Acima de uma certa rotação limite N_{min} o acoplamento residual restante não permite manter esta relação de transmissão, conforme a FIGURA 10.

A rotação do disco é imposta pela rotação do eixo árvore do motor através de uma relação de transmissão r qualquer, escolhida de acordo com a necessidade do veículo em projeto.

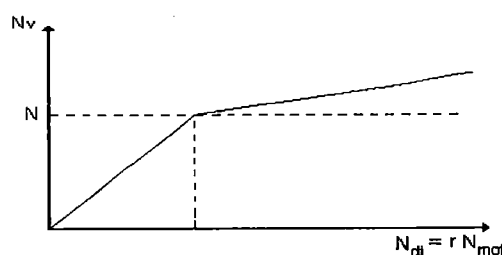


FIGURA 10 - Regime de rotação do ventilador desengrenado. SARTRE (1993).

Ventilador engrenado

Quando ocorre o acoplamento, todo o fluido encontra-se na câmara de trabalho e o ventilador gira em uma rotação aproximadamente igual a rotação do disco de acionamento. Deve-se ressaltar que ocorre um escorregamento (g) entre o disco de acionamento e o ventilador devido a existência do fluido no acoplamento,

logo, a rotação do ventilador (N_V) é um pouco menor que a do disco (N_{di}), conforme a eq. (3),

$$N_V \approx grN_{mot} \quad (3)$$

onde r é a relação de transmissão entre o motor e o eixo do ventilador e N_{mot} é a rotação do motor.

Um outro fato que deve ser ressaltado é o tempo de resposta do acoplamento viscoso quando acionado. O tempo de resposta é dado pelo tempo de preenchimento da câmara de trabalho pelo fluido de acoplamento. O tempo de resposta varia de acordo com a viscosidade do fluido, atendendo a necessidade da aplicação.

Veículos de aplicação particularmente urbana, como ônibus municipais por exemplo, são utilizados geralmente com altos carregamentos, circulam em velocidades menores e estão altamente sujeitos a congestionamentos, onde o veículo fica parado por algum tempo aquecendo rapidamente o motor. Como consequência, verifica-se que este tipo de veículo deva ter um tempo de resposta baixo, evitando-se o aquecimento indevido do motor.

Veículos com características rodoviárias, como caminhões pesados, passam a maior parte do tempo em altas velocidades que garantem a refrigeração do motor. Este tipo de veículo pode ter um tempo de resposta mais alto.

Observa-se que o tipo de acoplamento viscoso apresentado apresenta vantagens em termos de ruído e consumo de potência, mas ele ainda funciona como um acoplamento do tipo liga - desliga, ou seja, o ventilador ou está desacoplado ou está acoplado e em sua velocidade máxima possível para o momento, o que pode não ser o ideal.

2.3.4.1.3 - SISTEMAS COM ACOPLAMENTO VISCOSO E CONTROLE LINEAR DE VELOCIDADE

Para um melhor esclarecimento apresenta-se o acoplamento viscoso com controle linear de velocidade. O ventilador tem a possibilidade de variação de velocidade linearmente, podendo se adequar melhor a uma situação específica. A FIGURA 11 ilustra o desempenho de sistemas com acionamento do tipo liga - desliga e com controle contínuo de velocidade.

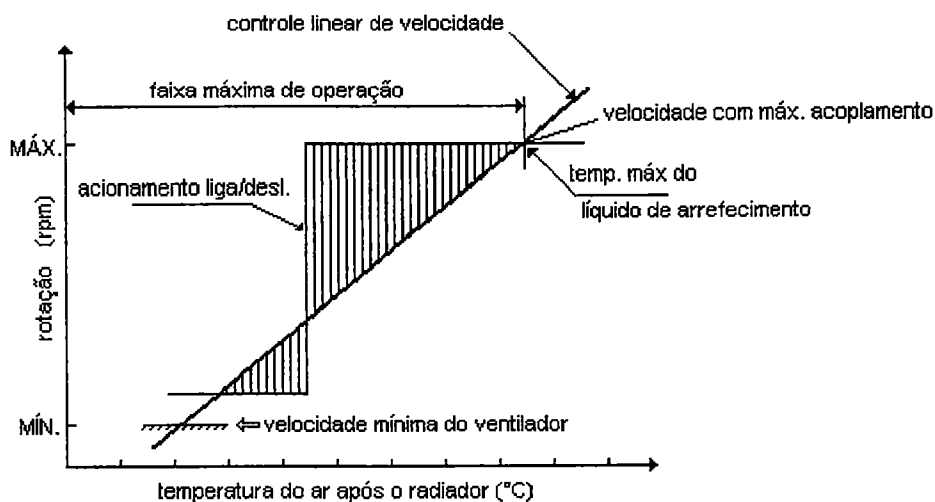


FIGURA 11 - Características de sistemas de acionamento de ventiladores. LEE (1998).

Verifica-se na região listrada da FIGURA 11 que com o acionamento do tipo liga - desliga podem ocorrer velocidades de acionamento do ventilador excessivas ou insuficientes. Na região onde as temperaturas do líquido de arrefecimento são maiores, pode-se observar velocidades excessivas de acionamento do ventilador em relação ao acionamento com controle linear de velocidades. Como o uso do ventilador implica diretamente em aumento no consumo de combustível, conclui-se que o acionamento com controle de velocidades deverá reduzir o consumo em relação ao sistema liga - desliga. Na região de baixas temperaturas do líquido de arrefecimento ou na região de baixas rotações (marcha lenta) observa-se que o sistema liga - desliga apresenta velocidades de acionamento insuficientes, o que pode representar aquecimento excessivo do motor nestas condições.

A grande vantagem do sistema de acionamento viscoso do ventilador com controle linear de velocidade é a possibilidade da velocidade do ventilador

aumentar ou diminuir linearmente em relação a necessidade de refrigeração apresentada pelo motor. Logo, é possível manter a temperatura ótima de refrigeração do motor para várias condições operacionais, melhorando o desempenho do motor e prolongando sua vida.

2.3.4.2 – POTÊNCIA CONSUMIDA PARA CIRCULAR O AR

Como já mencionado, a potência utilizada para a movimentação do ar ao longo do túnel do motor influi diretamente no desempenho do motor, principalmente no tocante ao consumo de combustível. Mesmo nas condições em que o ventilador está desacoplado do motor existe um consumo de potência, porém bem menor do que na situação em que o ventilador está acoplado.

A potência utilizada na movimentação do ar pode ser dividida em duas partes, segundo SHIBATA (1992) e segundo SAE J1342 (1981):

Potência consumida para a movimentação do ar
Potência consumida (dissipada) no acoplamento.

Conforme descrito, nos sistemas de acoplamento não rígido ou acoplamento viscoso, acontece um escorregamento entre o disco de entrada e o ventilador devido a existência de um fluido na câmara de trabalho do acoplamento. A potência consumida no acoplamento é a potência dissipada ou perdida nesta transmissão de rotação e pode ser representada na eq. (4),

$$Pot_d \approx (\Delta N) N_v^2 \quad (4)$$

onde Pot_d é a potência, N a rotação.

O uso do acoplamento viscoso pode parecer desfavorável, pois parte da energia do sistema é perdida no acoplamento. Deve se observar porém, que nem sempre é desejável e favorável energeticamente que o ventilador tenha velocidades de rotação altas, por isso, o escorregamento existente no acoplamento serve ainda

como um limitador da velocidade do ventilador quando o motor está em altas rotações.

A segunda parte da potência consumida no ventilador é a potência gasta na movimentação do ar, seria a relação aerodinâmica propriamente dita e a maior entre as descritas. Esta potência pode ser representada como proporcional a um fator K_V conhecido como fator de torque do ventilador e ao cubo da rotação do ventilador (N_V).

$$Pot_a \approx N_V^3 K_V \quad (5)$$

Uma outra maneira de se melhorar o desempenho do sistema de circulação de ar é a melhoria da geometria e das instalações do ventilador, e o estudo das condições existentes para o escoamento do ar após passar pelo ventilador, ao longo do túnel do motor. Verifica-se na prática o uso de ventiladores com perfis das pás claramente pouco eficientes e também existem problemas de saída do ar quente do compartimento que abriga o motor, ocorrendo na maioria dos casos a recirculação do ar quente dentro do compartimento, diminuindo a eficiência do sistema.

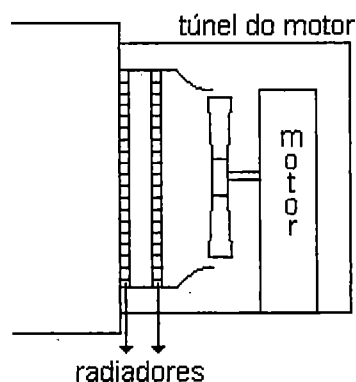


FIGURA 12 - Método de teste de ventiladores. SHIBATA et al. (1992).

SHIBATA et al. (1992) realizaram um estudo no qual desenvolveram um método para testar ventiladores de sistemas de arrefecimento de motores no qual era simulada a presença dos trocadores de calor e do motor. O sistema consistia

em uma câmara de ensaio com blocos que simulam o compartimento do motor, conforme a FIGURA 12.

Realizou-se experimentos com algumas configurações diferentes de pás de ventiladores e buscou-se resultados em termos de eficiência, vazão de ar proporcionada, nível de ruído e escoamento produzido. Em termos do escoamento que era gerado pelo ventilador, os autores classificaram como melhor resultado a configuração que desenvolveu um escoamento que fosse o menos afetado possível pelos obstáculos ao longo do túnel do motor, conforme demonstrado na FIGURA 13.

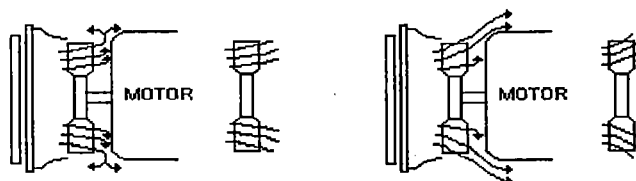


FIGURA 13 - Tipo de escoamento menos afetado por obstáculos posteriores ao ventilador. SHIBATA et al. (1992).

Segundo os autores, a melhor configuração de pás de ventiladores que produziria o escoamento desejado e atendendo as melhores características de desempenho estudadas seria a configuração da FIGURA 14.

Vários autores mencionam que o ventilador de um sistema de arrefecimento de motores de veículos exibem uma surpreendente baixa eficiência. ANDERSSON (1997) realizou um estudo com o objetivo de demonstrar a influência de alguns parâmetros que interagem com o ventilador em um veículo. Realizou-se experimentos em câmaras de ensaio e simulações com CFD. Concluiu-se que os principais fatores que influenciam o desempenho de um ventilador são a sua profundidade na saia, o desvio do centro do ventilador em relação ao centro do radiador e a relação entre a área do ventilador e a área do radiador. Novamente, conclui-se que o escoamento gerado deve contornar o mais fácil possível o motor e que os ventiladores possuem cubos pouco aerodinâmicos, produzindo uma região de recirculação no centro do ventilador.

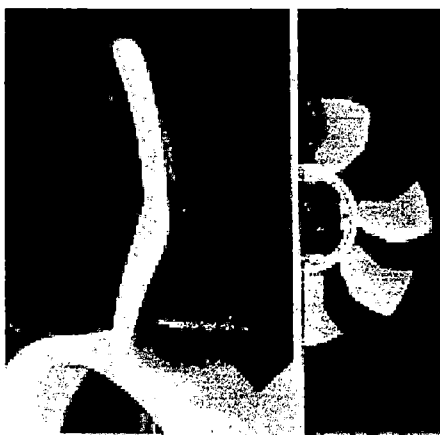


FIGURA 14 - Melhor configuração de ventilador segundo SHIBATA et al. (1992).

Ainda tentando melhorar o desempenho, MORRIS & FOSS (1997) investigaram as influências das condições operacionais e de instalação (porcentagem de imersão do ventilador na saia) de um ventilador sobre o escoamento produzido pelo mesmo. Realizaram medidas que permitiram traçar curvas de desempenho para um ventilador e fizeram ensaios para visualização do escoamento.

Os experimentos para a obtenção das curvas de desempenho do ventilador foram realizados utilizando-se um método descrito por MOORIS & PAKALLA (1997). As curvas de desempenho (ou características) de um ventilador são determinadas pelos autores como sendo a variação de pressão $\Delta P = P_{antes} - P_{depois}$ em função da vazão de ar. Foram determinados os fatores adimensionais coeficiente de pressão e de vazão:

$$\Psi = \frac{\Delta P_v}{\frac{1}{2} \rho V_{ponta}^2} \quad (6)$$

e

$$\phi = \frac{Q_v}{AV_{ponta}} \quad (7)$$

onde V_{ponta} é a velocidade na ponta da pá, Q a vazão e A a área do escoamento. Uma curva de desempenho para um ventilador obtida pelos autores é demonstrada

na FIGURA 15. Um outro termo determinado é o fator de resistência do sistema (R), este fator é função da configuração geométrica do sistema e do bloqueio que os elementos do veículo impõe ao ar. O fator R é dado por:

$$\Psi = R\phi^2 \quad (8)$$

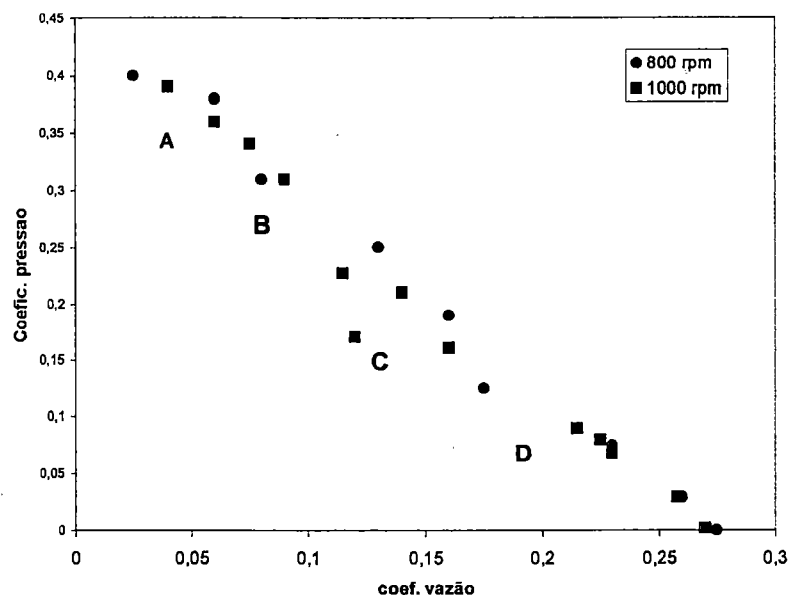


FIGURA 15 - Gráfico de desempenho de ventilador em algumas velocidades.

MORRIS & FOSS (1997).

Os estudos para se verificar a influencia da posição relativa entre o ventilador e a saia foram realizados com imersões de 0%, 25%, 50% e 100% e complementou-se a análise dos resultados com ensaios de visualização com *tufts*. A FIGURA 16 demonstra as vazões adimensionais em relação a vazão de 50% de imersão como função do fator de resistência.

Observando-se a FIGURA 16 verifica-se que pequena imersão proporciona alta vazão para sistemas com alto fator de resistência, já para o caso de baixo fator R , 0% de imersão proporciona 27% menor vazão que a linha de base (50%). Realizou-se ensaios com *tufts* com ventiladores nas condições das regiões indicados na FIGURA 15 (A,B,C,D) e os resultados são demonstrados na FIGURA 17.

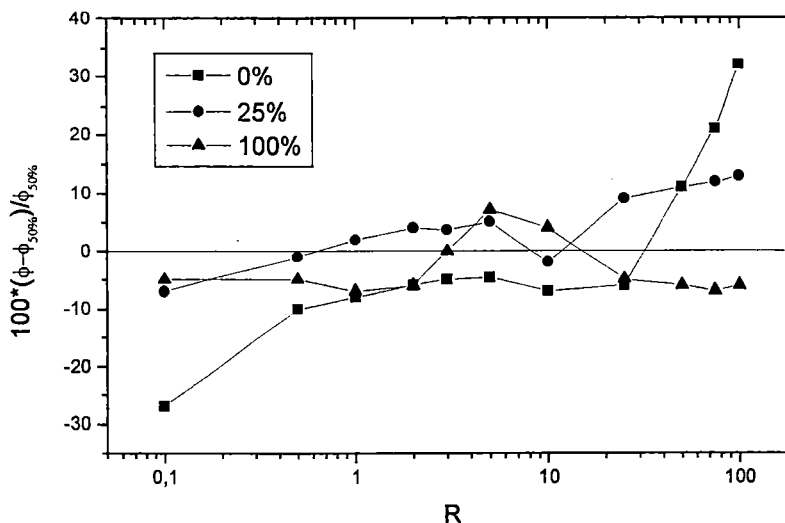


FIGURA 16 - Variação percentual na vazão a partir de 50% de imersão. MORRIS & FOSS (1997).

Analisando-se a FIGURA 17 os autores observam que para altas vazões e baixa pressão (FIGURA 15, ponto D) o fluxo é axial positivo em toda extensão da pá, somente com fluxo revertido na região entre a ponta da pá e a saia. Destacam que a medida que a vazão diminui a região de reversão (estol) aumenta da raiz para a ponta da pá do ventilador.

Realizam ainda uma relação entre o ensaio de imersão (FIGURA 16) e o ensaio com *tufts*. Segundo os autores, em baixos fluxos a presença de fluxo reverso em toda extensão e de fluxo radial na região da ponta das pás indicaria que a presença da saia poderia decrescer o desempenho do ventilador, o que estaria concordando com os resultados do ensaio de imersão, onde observou-se um aumento do fluxo positivo para menores valores de imersão em sistemas com alta resistência (R). Já para condições de alta vazão e baixo aumento de pressão explicam que a queda no desempenho se deve ao fluxo radial negativo na ponta da pá (6D), o que seria pior nos casos de pequena imersão onde teria mais ar para recircular. Esta última observação, segundo os autores, se contradiz pela observação da FIGURA 16 onde com imersão de 100% algumas vezes a vazão é menor do que com imersão de 50%, mostrando que outros fatores mais complexos devem ser considerados na análise.

Observa-se porém que a situação de bloqueio máximo não é uma boa condição de análise. Destaca-se que a situação de 100% de imersão é a melhor condição aerodinâmica para o ventilador. O resultado obtido em bloqueio máximo na FIGURA 16 demonstrando um fluxo maior para imersão 0% do que 100%, nesta condição de bloqueio, deve levar em conta o ar recirculado pelas pontas das pás em imersão 0%, muitas vezes este ar é parte do ar quente que não saiu do compartimento do motor, prejudicando sensivelmente o desempenho do sistema.

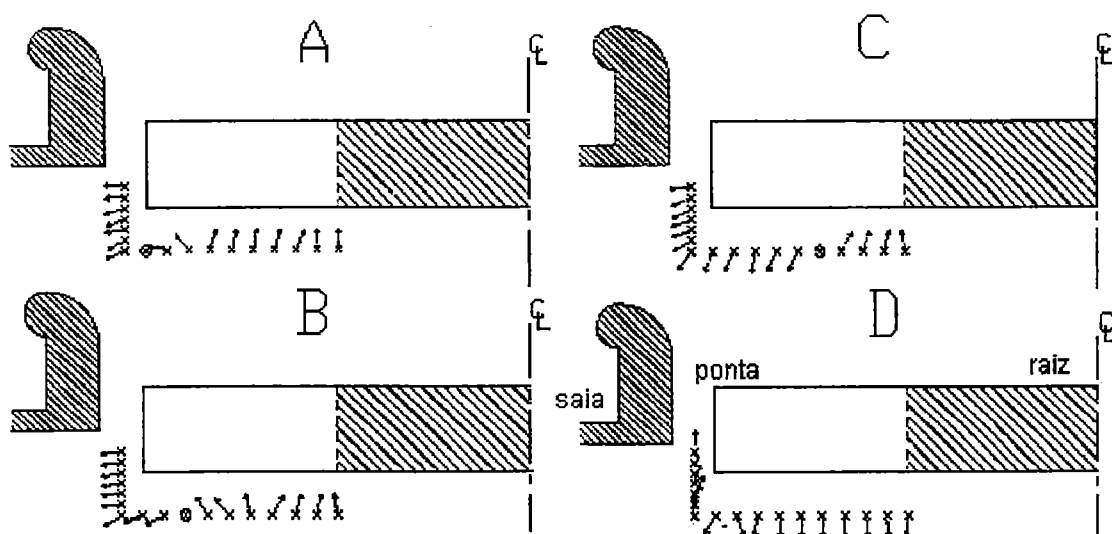


FIGURA 17 – Resultados dos ensaios de *tufts* de MORRIS & FOSS (1997).

2.3.5 – TROCADORES DE CALOR

Os trocadores de calor são utilizados em um sistema de refrigeração para dissipar o calor do líquido de refrigeração do motor e para resfriar o ar comprimido que será utilizado dentro da câmara de combustão. A necessidade em alguns momentos de se resfriar o líquido de refrigeração do motor foi descrita em itens anteriores, em relação ao ar de entrada na câmara de combustão pode-se verificar alguns fatores.

Com a diminuição da temperatura do ar presente na câmara de combustão, na forma de mistura ar e combustível, possibilita-se a presença de uma maior

quantidade de massa de ar em um mesmo volume (câmara de combustão) possibilitando um maior eficiência. Do mesmo modo, com uma menor temperatura do ar de entrada, evita-se em muitos casos fenômenos de auto-ignição da mistura ar - combustível que prejudicam o desempenho do motor.

2.3.5.1 – CARACTERÍSTICAS INICIAIS E CLASSIFICAÇÃO

Alguns trabalhos, como o de RICHARDS (1985) foram publicados mostrando as novas características de um motor quando equipado com um radiador de ar ou pós – resfriador. RICHARDS (1985) demonstra melhoras em relação a economia de combustível (devido ao motivo demonstrado no parágrafo anterior), diminuição de emissão de poluentes, aumento de potência disponível e outros.

SAUNDERS (1936) apresenta a evolução dos radiadores e formas de arrefecimento de veículos. Nos primeiros veículos automotivos terrestres o calor era dissipado diretamente ao ar, sem o uso de qualquer auxílio ou técnica mecânica. Este método foi utilizado até o momento em que os motores passaram a ser maiores e ocorreu a necessidade de se utilizar métodos mais elaborados e eficientes para se manter o metal em temperaturas que não causassem a quebra do filme de óleo. Naturalmente começaram a ser utilizados trocadores de calor do tipo líquido – ar, que no início eram longos tubos através dos quais circulava-se água de ponta a ponta.

O uso de radiadores de tubos contínuos ocorreu até por meados de 1900 e também foi limitado pelo aumento no tamanho e potência dos motores. A capacidade de refrigeração deste tipo de radiador foi aumentada mais tarde com o uso de aletas na superfície externa da tubulação, aumentando a área exposta ao ar. Ventiladores não eram utilizados, todo o ar era proveniente do movimento do veículo.

Quando os motores dos veículos começaram a ultrapassar a potência de 4hp começaram a surgir problemas de bombeamento do líquido através dos tubos, que tornaram-se excessivamente longos. O número de linhas de tubos foi

gradualmente aumentada e passou-se a utilizar tanques superiores e inferiores entre os tubos atingindo-se uma configuração bastante próxima da utilizada atualmente.

Destaca-se no momento, que existiu um grande salto qualitativo no desempenho das superfícies estendidas dos trocadores de calor após a Primeira Guerra Mundial. No pós-guerra, os motores das aeronaves eram refrigerados diretamente pelo ar e a necessidade de radiadores para estes motores deixou de existir. No entanto, a tecnologia dos radiadores desenvolvida até então nos motores aeronáuticos passou a ser aplicada nos veículos terrestres. Após a Segunda Guerra Mundial, novas melhorias foram desenvolvidas, como será descrito posteriormente.

SAUNDERS (1936) descreve ainda alguns tipos de radiadores que foram sendo desenvolvidos nesta época por alguns construtores de veículos (FIGURA 18). Daimler desenvolveu um tipo de radiador com tanque superior e inferior e eram ligados por tubos aletados. Destaca-se que as aletas dos tubos dos radiadores de Daimler eram vários anéis fixados.

Quase simultaneamente, Renault passou a utilizar radiadores parecidos com o desenvolvido por Daimler, porém os tubos de cobre de seus radiadores não eram aletados, conforme a FIGURA 18. Renault posicionou os radiadores nos pára-lamas do veículo; o ar era sugado frontal e lateralmente para baixo do capô do motor e expulso com o auxílio de um volante tipo ventilador, passando pelo radiador.

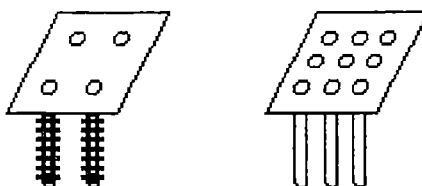


FIGURA 18 - Radiadores inicialmente desenvolvidos por Daimler e Renault.
SAUNDERS (1936).

Na Alemanha, Mercedes desenvolvia um outro tipo de radiador. Seu radiador era composto por vários tubos de seção quadrada conectados horizontalmente e separados por cabos que passavam entre os tubos em ambas direções, conforme a FIGURA 19. O bloco era fixado e tinha a face frontal e a face traseira mergulhadas em um banho de solda. Nas laterais entre os tubos sobravam pequenos espaços que eram as passagens do líquido de arrefecimento. Este radiador inicialmente desenvolvido por Mercedes apresentou vários problemas na prática; a sua construção era bastante onerosa e difícil, e suas estreitas passagens de líquido de arrefecimento entupiam rapidamente, diminuindo o seu rendimento.

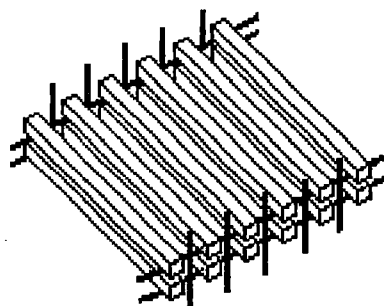


FIGURA 19 - Núcleo do radiador desenvolvido por Mercedes. SAUNDERS (1936).

O mercado de veículos passou a crescer rapidamente e novas evoluções foram realizadas nos radiadores. Nos radiadores tubulares, como os desenvolvidos por Daimler e Renault, passou a se utilizar aletas contínuas na forma de espirais ao redor dos tubos de passagem de líquido, ou ainda, passaram a fabricar radiadores com um grande número de pequenos tubos que eram prensados em várias placas planas paralelas que formavam aletas comuns a todos os tubos, conforme a FIGURA 20.

SAUNDERS (1936) descreve ainda que Mercedes variou a forma construtiva de seu radiador mais algumas vezes. Inicialmente ele passou a utilizar tubos de seção quadrada ou hexagonal feitos de cobre, com veios em suas laterais e com suas pontas expandidas, substituindo o espaçamento que era realizado com os cabos.

Vários autores desenvolveram metodologias de classificação dos trocadores de calor. INCROPERA (1990) apresenta a classificação de acordo com o

escoamento dos fluidos, onde destaca-se correntes paralelas e correntes cruzadas.

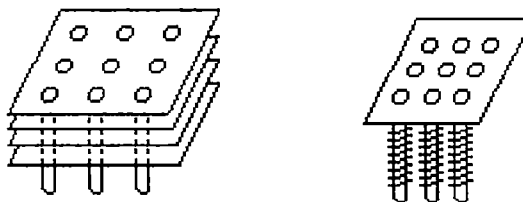


FIGURA 20 - Alguns novos tipos de radiadores. SAUNDERS (1936).

Na configuração de correntes paralelas os fluidos quente e frio entram no trocador pela mesma extremidade, escoam no mesmo sentido e saem pela extremidade oposta; ou ainda os fluidos podem entrar cada um por uma extremidade, escoarem em sentidos opostos e saírem por extremidades opostas.

Na configuração de correntes cruzadas os fluidos escoam em direções perpendiculares uma a do outro. Nesta configuração podem ser diferenciados dois casos, um onde o fluido que se move por fora das tubulações se mistura e outra onde não se mistura (tubos aletados). Um exemplo de configuração não misturada seria o núcleo da esquerda na FIGURA 20.

Uma classe especial de trocador de calor são os trocadores de calor compactos. Estes trocadores caracterizam-se por ter uma área superficial de troca de calor por unidade de volume bastante grande, geralmente maior que $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$. LONDON (1980), caracteriza os trocadores de calor como compactos quando possuem área de troca de calor por unidade de volume maior que $656 \text{ m}^2/\text{m}^3$, segundo o autor, um radiador automotivo possui área de troca de calor por unidade de volume entre $656\text{-}1640 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

2.3.5.2 – CONCEITOS BÁSICOS DE TROCA DE CALOR

O fenômeno da convecção compreende a transferência de calor através de dois mecanismos; a transferência de energia através do movimento molecular

aleatório e a transferência de energia devido ao movimento macroscópico de um fluido.

Uma situação interessante seria quando um fluido se movimenta sobre uma superfície e ambos estão em temperaturas diferentes; caso semelhante a um trocador de calor. Com o escoamento do fluido sobre a superfície aquecida ocorre o desenvolvimento de uma região no fluido onde sua velocidade varia desde zero, na superfície, até um valor u_∞ associado ao escoamento livre. Esta região é conhecida como camada limite (FIGURA 21). Além da camada limite, existirá uma outra região, conhecida como camada limite térmica (FIGURA 21), se houver uma diferença de temperatura entre o fluido em movimento e a superfície. Nesta camada, a temperatura varia deste T_S na superfície, até T_∞ , na região externa.

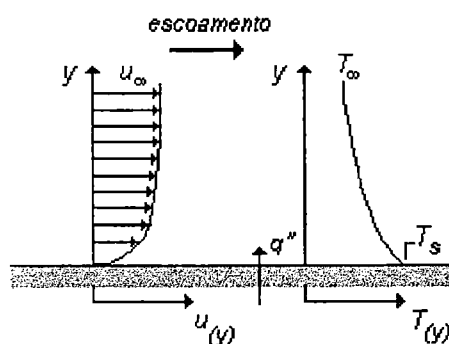


FIGURA 21 - Camada limite e camada limite térmica.

Na região próxima a superfície aquecida a transferência de calor se dá predominantemente devido ao movimento aleatório das moléculas. Nas regiões mais afastadas, se dá devido ao movimento macroscópico do fluido.

O fato da camada limite ser laminar ou turbulenta é bastante significativo nas taxas de transferência convectiva. Com a camada limite laminar, encontram-se linhas de corrente bem definidas, o movimento do fluido ao longo das linhas de corrente se caracteriza por componentes nas direções x e y . As componentes de velocidade na direção normal a superfície podem contribuir significativamente para o aumento na taxa de transferência de calor.

A camada limite turbulenta caracteriza-se por movimentos randômicos e tridimensionais de grande parte do fluido em escoamento e grandes variações de velocidade. Estas flutuações aumentam a transferência de energia, aumentando as taxas de transferência de calor por convecção. Na FIGURA 22 demonstra-se a variação do coeficiente local de transferência de calor em uma placa plana isotérmica.

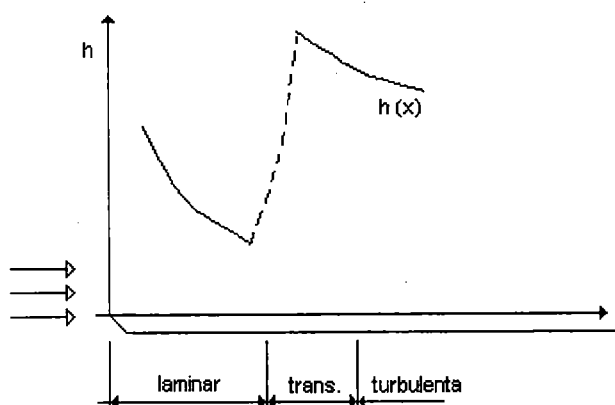


FIGURA 22 - Variação do coeficiente de transferência de calor local ao longo do desenvolvimento do escoamento. INCROPERA (1990).

Nos trocadores de calor a maior resistência térmica ocorre nas superfícies em contato com o ar, por este motivo a diminuição desta resistência no lado do ar é fundamental para se fabricar trocadores de calor com dimensões necessárias para a aplicação automotiva. Pode se conseguir a queda na resistência térmica através do uso de técnicas passivas ou ativas.

As técnicas ativas incluem o uso de fontes externas para se conseguir o aumento das taxas de transferência de calor. Como exemplo tem-se vibração de superfícies e uso de campos eletrostáticos.

Já as técnicas passivas incluem o uso de superfícies estendidas ou aletas. Na aplicação automotiva destaca-se o uso de aletas contínuas e principalmente o uso de aletas interrompidas do tipo persianas.

As superfícies interrompidas mais utilizadas atualmente são as do tipo persianas. Antes de 1965 acreditava-se que o uso de superfícies do tipo persianas aumentavam o desempenho de trocadores de calor porque eram geradores de turbulência. Vários trabalhos como o de WEBB & TRAUGER (1991) comprovaram que as características geométricas das aletas interrompidas influenciam na estrutura do escoamento através do trocador de calor. Como resultado apresentam algumas faixas de variações de número de *Reynolds* e características geométricas das aletas (ângulo da persiana, razão entre L_P e L_F , FIGURA 23) nas quais o escoamento está sempre paralelo às aletas e a aleta anterior não influencia no escoamento na aleta posterior. Destacam que a eficiência deste tipo de aleta se deve a contínua formação e destruição da camada limite térmica.

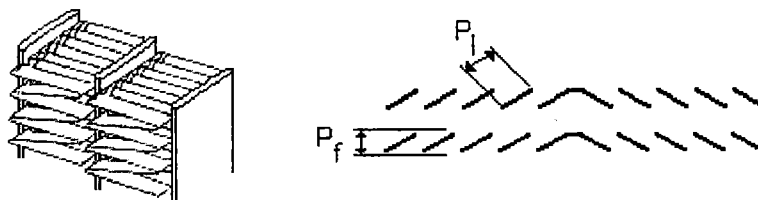


FIGURA 23 - Características de núcleos tipo persiana. WEBB & TRAUGER (1991)

A diferença entre os coeficientes de troca de calor no lado do líquido e no lado do ar em um trocador de calor automotivo explicam a grande diferença na potência gasta para se bombear o ar e o líquido. A vazão de ar necessária passando pelas superfícies estendidas é sempre maior.

Um fator importante e decisivo na desempenho dos trocadores de calor é o fator de incrustação. As incrustações são depósitos que se acumulam nas superfícies do trocador de calor ao longo de seu uso, aumentando a resistência térmica e diminuindo o coeficiente global de transferência de calor. O fator de incrustação é obtido fazendo-se comparação em um trocador de calor limpo e depois de usado, e será dado pela eq. (9) a seguir.

$$R_f = \frac{1}{K_{inc}} - \frac{1}{K_{limpo}} \quad (9)$$

WEBB (1993) numera alguns tipos de depósitos que podem ocorrer nas superfícies de um trocador de calor:

1. Precipitação de sais
2. Partículas sólidas que estavam em suspensão no ar
3. Materiais provenientes da corrosão do trocador
4. Reações químicas nas superfícies
5. Condensação e solidificação de água presente no ar na forma de vapor.

A queda no desempenho de um trocador de calor devido ao acúmulo de depósitos será mais significativa se ocorrer na superfície em contato com o líquido. Isto ocorre porque os coeficientes de troca de calor para os líquidos são maiores que para os gases, e devido ao uso de superfícies estendidas no lado dos gases a área para o depósito é muitas vezes menor no lado do líquido. Como exemplo toma-se um resfriador de líquido do tipo tubo aletado de razão entre área superficial do ar e área superficial do líquido igual a 20. Assume-se ainda que o coeficiente de troca de calor para o líquido seja $h_l = 6000 \text{ W/m}^2\text{K}$ e para o ar $h_{ar} = 85 \text{ W/m}^2\text{K}$, logo, através da eq. (9), $R_f = 0,0002 \text{ m}^2\text{K} / \text{W}$. Observa-se que o depósito na superfície do líquido reduzirá o coeficiente efetivo de troca de calor nesta superfície de 55%, em relação a superfície limpa. Entretanto, no lado do ar, esta redução será de apenas 2,4%. Analisando a eq. (10) a seguir, verifica-se que o coeficiente global de transferência de calor K para a superfície incrustada é 46% menor do que para a limpa. Ainda, verifica-se que a contribuição para esta queda foi de apenas 0,23% no lado do ar.

$$\frac{1}{KA} = \frac{1}{(\eta hA)_q} + \left(\frac{R_f}{A} \right)_q + \frac{t}{k_p A_p} + \frac{1}{(\eta hA)_f} + \left(\frac{R_f}{A} \right)_f \quad (10)$$

A eq. (10) utilizada no exemplo acima representa a resistência térmica total calculada como a soma de resistências térmicas individuais. Os termos subscritos com q e f representam os fluidos quente e frio. O primeiro e quarto termos do lado direito da equação representam a resistência convectiva entre os fluidos e a parede; o segundo e quinto termos representam a resistência devido às incrustações na superfícies quente e fria e o terceiro termo representa a resistência à condução da parede do trocador.

O problema que o acúmulo de incrustações pode causar quando ocorre na superfície em contato com o ar em um trocador de calor automotivo é a queda de desempenho. Devido aos acúmulos, ocorre um aumento na queda de pressão do gás que atravessa o trocador de calor, o que pode implicar em queda na vazão e conseqüente redução na taxa de transferência de calor. Destaca-se que este tipo de problema só ocorrerá em veículos utilizados em ambientes extremamente sujos.

Baseado nos fatos anteriormente mencionados distingue-se a necessidade de uso de aditivos nos fluidos de arrefecimento e da correta escolha dos materiais utilizados na fabricação de trocadores de calor para se evitar as incrustações devido a corrosão.

2.4 – SISTEMAS CONTROLADOS POR COMPUTADOR

Com o objetivo de se diminuir as perdas que acontecem nos sistemas apresentados no itens anteriores desenvolveu-se sistemas de arrefecimento controlados por computadores. Através deste tipo de controle busca-se otimizar o funcionamento dos componentes que controlam o funcionamento do sistema.

Nos sistemas de arrefecimento comuns observa-se que as temperaturas de controle são fixas: a temperatura de abertura do termostato é sempre a mesma, a temperatura de acionamento do bimetálico também é fixa. De acordo com as condições de utilização do veículo, como a temperatura ambiente, forma de dirigir, grau de aquecimento do motor, as temperaturas pré - estabelecidas nos elementos de controle não são as ideais. Neste ponto verifica-se a vantagem dos sistemas controlados por computador, eles são capazes de adaptar as condições do veículo às condições ideais para o momento de utilização.

Nas FIGURAS 24 e 25 a seguir pode se observar a diferença entre o sistema comum, onde as temperaturas de controle do termostato e do ventilador são conhecidas e determinadas baseando-se na experiência e dados de testes que os projetistas têm em mãos; e o sistema controlado por computador.

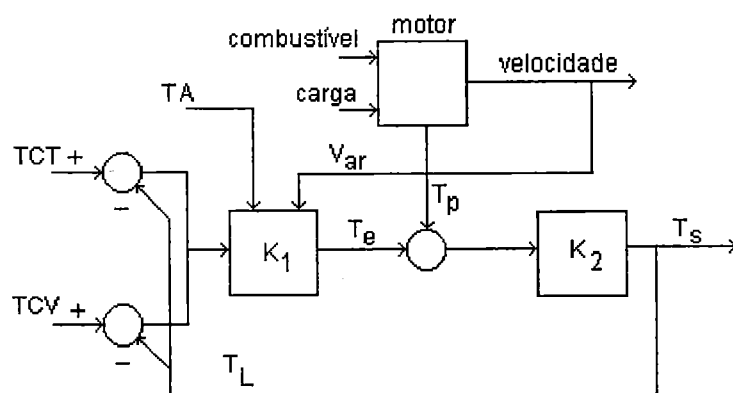


FIGURA 24 - Diagrama de blocos de um sistema comum. Xu *et. al* (1984).

Observa-se na FIGURA 24 que a temperatura de controle do termostato (TCT) e a temperatura de controle do ventilador (TCV) não se alteram com mudanças das condições operacionais do motor ou do ambiente. A temperatura na saída do motor ($T_S = T_L$) é somente uma referência para se comparar com TCT e TCV.

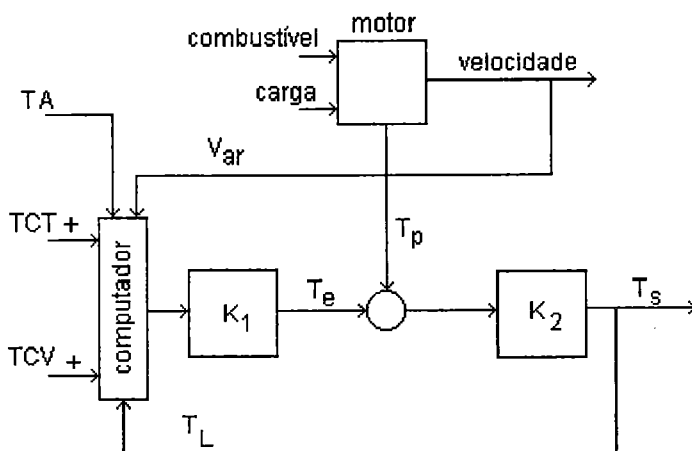


FIGURA 25 - Diagrama de blocos de um sistema controlado por computador. Xu *et. al* (1984).

Um sistema de arrefecimento é geralmente dimensionado a partir da pior condição, potência ou torque máximo, por isso ele não garante o melhor desempenho possível em algumas outras condições. O objetivo do sistema controlado por computador é conseguir se adaptar às diversas condições operacionais. XU, JOHNSON & CHIANG (1984) desenvolveram o sistema da

FIGURA 25, onde o computador recebe informações de vários sensores que representam as condições operacionais do motor e do ambiente, realiza cálculos e passa sinais de controle aos atuadores realizando o controle sobre o sistema.

Segundo os autores, os elementos de controle, termostato e sistema de acionamento do ventilador por exemplo, são modificados para poderem ser adaptados ao sistema controlado por computador. No sistema, funções de controle são utilizadas para estabelecer a relação entre os elementos de controle modificados e as variáveis que modificarão o estado destes elementos. Como variáveis de controle pode se citar a temperatura ambiente, rotação do motor e velocidade do veículo. Um exemplo de um elemento de controle modificado e sua função de controle é o termostato. No sistema controlado por computador o termostato continua a ser o elemento que controla a vazão de líquido de arrefecimento que passa pelo radiador, porém, diferente do sistema comum, sua temperatura de abertura varia de acordo com as condições ambientais, por exemplo, como na eq. (11)

$$TCT = TCT_0 + [(80 - TA) * 0.0967]^{1.5} \quad (11)$$

onde TCT_0 é a temperatura de abertura previamente definida. Na FIGURA 26 verifica-se a variação da TCT com a temperatura ambiente.

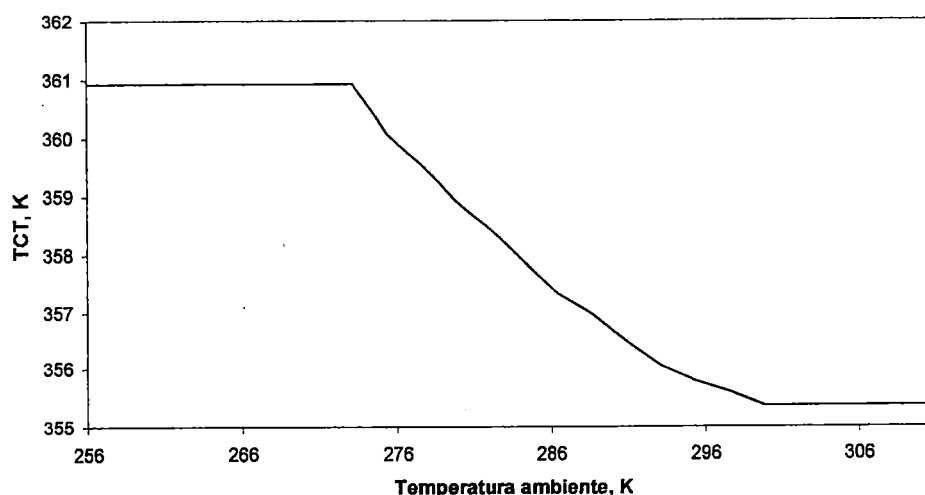


FIGURA 26 - Variação da temperatura de controle do termostato com a temperatura. Xu *et. al* (1984).

A função de controle é definida para que a temperatura de abertura do termostato varie do valor de pouco mais de 255 K, previamente definido, em uma temperatura ambiente de 310 K para o valor de aproximadamente 361 K quando a temperatura ambiente é de 273,5 K. Observa-se no gráfico que para temperaturas ambiente baixas o termostato será ativado em temperatura mais alta do líquido de arrefecimento, mantendo o mesmo em valores mais altos.

Da mesma maneira que foi utilizado o termostato em função da temperatura ambiente tem-se funções de controle para a velocidade da bomba d'água em função da rotação do motor, em função da velocidade do ar que entra no túnel do motor e em função da temperatura ambiente, além de outros elementos controladores.

Para completar o exemplo do termostato, será demonstrado o termostato modificado para o uso em sistemas controlados por computador. A FIGURA 27 demonstra a o termostato modificado.

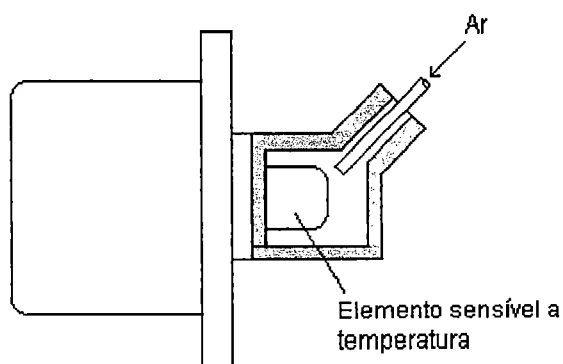


FIGURA 27 - Esquema do termostato modificado utilizado em sistemas de arrefecimento controlados por computador. XU & JOHNSON (1984).

Os termostatos convencionais utilizam um tipo de cera como elemento sensível a temperatura. Quando a temperatura do líquido de arrefecimento sobe e atinge o ponto de fusão da cera ela se expande, agindo sobre o pistão e abrindo o termostato. No termostato modificado observado na FIGURA 27 o elemento sensível é englobado por uma carcaça protetora formando uma câmara onde pode ser injetado ar frio, desta maneira, o elemento sensível pode ser resfriado quando

se deseja atrasar ou diminuir a abertura do termostato de acordo com a função de controle.

XU & JOHNSON (1984) testaram o sistema de arrefecimento controlado por computador comparando-o com o sistema comum. Na TABELA 1 demonstra-se as condições dos testes com os dois tipos de sistemas.

TABELA 1 - Condições dos testes. XU & JOHNSON (1984).

	SRC	SRCC
Rotação (rpm)	1600	1600
Torque (Nm)	732,3	725,4
Potência (hp)	162	163
Temperatura do ar (°C)	16,7	17,7
Tempo (s)	900	900

Os resultados relativos ao funcionamento do ventilador nos testes dos dois tipos de sistemas são demonstrados na TABELA 2

TABELA 2 - Resultados dos testes comparativos relativos ao ventilador. XU & JOHNSON (1984).

Atividade do ventilador	SRC	SRCC	DIFERENÇA
Número de vezes acoplado	16	0	-16
Tempo total acoplado (s)	330	0	-330

Observa-se na TABELA 2 que o ventilador foi utilizado somente no sistema convencional (SRC), demonstrando que o sistema controlado por computador (SRCC) pode permitir uma grande economia de combustível.



3 – MODELAGEM MATEMÁTICA

Um modelo matemático para a simulação de sistemas de arrefecimento será desenvolvido. O sistema básico a ser modelado será composto de dois trocadores de calor, termostato, ventilador com acoplamento viscoso, bomba d'água e tubulações do sistema.

Como justificado nos capítulos anteriores, o correto funcionamento de um sistema de arrefecimento irá prolongar a durabilidade do motor, diminuir o custo de operação do veículo e ainda melhorar a qualidade de vida da população através da redução de emissão de poluentes. Um modelo completo que seja capaz de simular um sistema de arrefecimento é bastante útil para se conhecer os parâmetros que mais influenciam no comportamento do sistema e o modo como eles poderão ser otimizados para o melhor desempenho de todo o veículo.

A modelagem será relativamente simples e seus resultados servirão de base para a análise do rendimento do sistema. Poderão ser comparados resultados de condições ambientais diferentes assim como poderá ser estudada a influência da modificação dos componentes do sistema no comportamento do mesmo.

O modelo a ser desenvolvido será baseado em alguns estudos existentes. A modelagem das partes que trocam calor e regime de rotação do ventilador será baseada no trabalho de SARTRE (1993); já a modelagem relativa aos cálculos de torque e potência do ventilador será baseada em trabalhos como o de SHIBATA (1992), SAE J1339, SAE J1342, LEE et. al. (1998) e outros. Para uma melhor estruturação do modelo, o sistema de arrefecimento será dividido em duas partes:

- **Circuito do líquido**

Composto pelo radiador do líquido de arrefecimento, radiador de ar, *by-pass* e conjunto do motor. A partir da modelagem deste circuito serão conhecidas relações matemáticas que representarão a evolução da temperatura do líquido de arrefecimento como sendo função do tempo e de uma posição específica pré-determinada ao longo do circuito. Conhecidas as temperaturas, a partir de procedimentos experimentais em pista de testes, poderão ser utilizados métodos que aproximem de forma aceitável o valor do coeficiente global de transferência de calor do radiador do líquido de arrefecimento, a potência térmica dissipada por este radiador e a potência térmica dissipada pelo motor ao líquido de arrefecimento. Realizando-se análises nestes resultados, poderão ser realizadas comparações de sistemas com modificações de seus componentes e verificadas possibilidades de melhorias nos mesmos.

- **Circuito de ar**

Composto pela combinação dos elementos ao longo do túnel do motor de um veículo por onde ocorre escoamento do ar, ou seja, grade frontal, trocadores de calor, ventilador e bloco do motor. A modelagem deste circuito, utilizando resultados de procedimentos experimentais e da modelagem do circuito de líquido, poderá gerar o estudo do ventilador em termos de regime de rotação, potência consumida e possibilidade de melhorias do sistema de acionamento.

Verifica-se que para a obtenção de um modelo completo é necessária a modelagem de cada componente individualmente. Cada modelo de componente deve se relacionar com os outros de maneira a formar um modelo de todo o sistema no qual a influência de cada componente está representada.

3.1 – ESTUDO DO CIRCUITO DO LÍQUIDO DE ARREFECIMENTO

A modelagem do circuito do líquido de arrefecimento baseia-se no fato de que o líquido recebe calor durante a sua passagem através do bloco do motor e dissipa este calor ao ambiente durante a sua passagem no radiador. Como

simplificação será adotada a hipótese de que as tubulações do sistema são isoladas, ou seja, não ocorrerá qualquer troca de calor entre o líquido e o meio durante a sua passagem através dos tubos. Esquemáticamente o circuito é representado pela FIGURA 28.

O funcionamento do sistema é simples; quando o motor está em temperaturas baixas o termostato está fechado impedindo que o líquido de arrefecimento passe através do radiador e perca calor, aumentando o tempo de aquecimento do motor e causando os problemas descritos no capítulo anterior. Quando o motor está aquecido e começa a necessitar de refrigeração o termostato vai se abrindo e possibilita a passagem do líquido através do radiador e conseqüente resfriamento do motor. Destaca-se que a abertura e fechamento do termostato é controlada pela temperatura do líquido de arrefecimento na saída do motor.

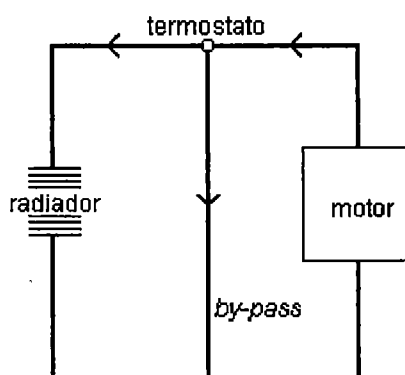


FIGURA 28 - Esquema do circuito de água. SARTRE (1993)

Das considerações anteriores pode-se concluir que para a correta modelagem do circuito de água deve-se ter um modelo que possa representar o funcionamento ou o estado do termostato, o funcionamento do motor e as características do ambiente em que o motor está sendo utilizado.

A temperatura instantânea do líquido de refrigeração é dada por um equilíbrio entre o fluxo térmico fornecido pelo motor e pelo óleo de lubrificação, e pelo fluxo térmico dissipado no radiador. No modelo proposto por SARTRE (1993) o circuito de água é dividido em algumas partes elementares, conforme a FIGURA

28. Resolvendo a equação do calor em regime transitório nas partes elementares motor e radiador, determina-se sucessivamente as temperaturas do líquido de arrefecimento na saída do motor (ou entrada do radiador) e na saída do radiador (ou entrada do motor).

A modelagem do termostato que comanda a passagem de água através do radiador é representada na FIGURA 29. O parâmetro θ representa as temperaturas de início e fim de fechamento ou abertura do termostato que é comandada pela temperatura do líquido de arrefecimento na saída do motor; já o parâmetro α representa a fração do líquido de arrefecimento que atravessa o radiador. A diferença entre as temperaturas θ_i e θ_f (temperaturas de abertura e fechamento, respectivamente) é considerada como uma histerese do termostato. As temperaturas de início (ou fim) de abertura (ou fechamento) do termostato devem ser ajustadas de acordo com as necessidades de aplicação de cada motor. Para a modelagem do sistema é importante se conhecer a relação entre a fração de líquido que atravessa o radiador e a temperatura do líquido para se poder determinar o estado do termostato durante uma simulação.

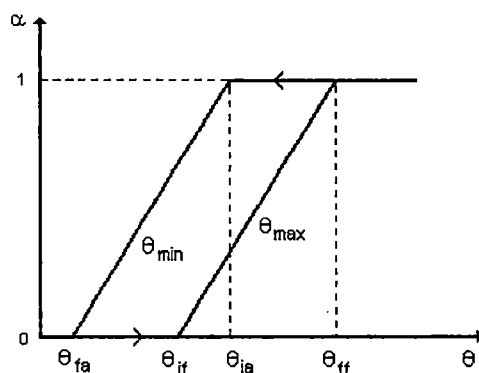


FIGURA 29 - Princípio de funcionamento do termostato. SARTRE (1993).

3.1.1 – FLUXO TÉRMICO TOTAL CEDIDO AO FLUIDO DE ARREFECIMENTO

O fluxo térmico cedido ao líquido de arrefecimento depende:

- da transferência de calor entre os gases de combustão e a parede do cilindro e entre a parede e o líquido de refrigeração;
- da transferência de calor entre os gases de combustão e o líquido de arrefecimento no cabeçote do motor.

Uma relação empírica apresentada por SARTRE (1993) determina o fluxo térmico total cedido ao líquido de arrefecimento pelo motor como sendo função da rotação do motor e da vazão de combustível, como na eq. (12).

$$\Phi_e = c_1 N_{mot}^2 + c_2 \dot{m}_f \quad (12)$$

Os termos c_1 e c_2 são constantes experimentais, N_{mot} é a rotação do motor e \dot{m}_f é a vazão de combustível.

3.1.2 – MODELAGEM DO CIRCUITO DE LÍQUIDO

Para a modelagem do circuito do líquido de arrefecimento utiliza-se o argumento de se assemelhar cada uma das partes que trocam calor (motor e radiador) a um tubo homogêneo e retilíneo com características determinadas, comprimento e vazão de líquido, conforme a FIGURA 30 (SARTRE 1993). Algumas das partes trocam calor com o meio ambiente (motor e radiador) e outras são adiabáticas (tubulações).

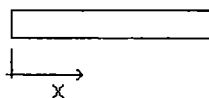


FIGURA 30 - Tubo representando o motor e radiador no qual se aplica a equação do calor.

Em cada parte do circuito, onde ocorra troca de calor com o meio externo, aplica-se a equação do calor, demonstrada na eq. (13), conforme SARTE (1993),

$$Cp_{li}\mu_{li,j} \frac{\partial T(x,t)}{\partial t} = \lambda S \frac{\partial^2 T(x,t)}{\partial x^2} - Cp_{li}\rho_{li} v_{li,j} \cdot \left(\frac{\partial T(x,t)}{\partial x} \right) + \varphi_{li,j}(x,t) \quad (13)$$

verifica-se que a eq. (13) é obtida a partir de um balanço energético em cada uma das partes (motor e radiador): $\dot{E}_{ac} = \dot{E}_e + \dot{E}_s + \dot{E}_g$; onde o termo da esquerda é a variação da energia no meio em função do tempo e os termos do lado direito da equação representam a energia que entra no sistema menos a que sai e mais a energia gerada no interior do sistema. No motor a energia transferida para o líquido é positiva e no radiador negativa.

Os índices j são relativos a cada parte do circuito; o termo φ_{li} (potência térmica dissipada no radiador ou no motor por unidade de comprimento do tubo característico) e μ_{li} (é a massa em água que poderia suportar o mesmo aquecimento que o sistema real quando submetido a mesma taxa de transferência de calor), em cada parte j são dados na TABELA 3. Na eq. (13) Cp_{li} é o calor específico do líquido, T é a temperatura, x o comprimento do tubo característico, t o tempo, λ é a condutividade térmica da água, S é a área do tubo. Na TABELA 1, U é o coeficiente global de transferência de calor do radiador, T_a é a temperatura ambiente e L_m é o comprimento do tubo característico.

Para a resolução da equação do calor utiliza-se uma dupla transformada de Laplace associada com função de Heaviside e produtos de convolução, conforme os APÊNDICES 1 e 2. Em cada passo de tempo de resolução da equação são considerados constantes a vazão do líquido de arrefecimento, o coeficiente de troca

de calor entre o ar e o líquido, a temperatura do ar e o fluxo térmico dissipado pelo motor. Ainda para a simplificação da resolução da equação, considera-se desprezível a condução de calor interna ao fluido.

TABELA 3 - Coeficientes utilizados na equação geral do calor

Partes	$\mu_{li j}$ (kg/m)	$\dot{v}_{li j}$ (kg/s)	$\Phi_{li j}$ (W/m)
Motor	$\mu_{li 1}$	\dot{v}_{ar}	$\Phi_{li} = \frac{\Phi_{li}}{L_m}$
Radiador	$\mu_{li 2}$	$\alpha \dot{v}_{li}$	$-U_{f_{li}}(t) s_{f_{li}} [T(x, t) - T_a(t)]$

3.1.2.1 – APLICAÇÃO AO RADIADOR

Conforme SARTRE(1993) a equação do calor, simplificada a partir da eq. 13 e com os termos demonstrados na TABELA 3, aplicada ao radiador é representada a seguir:

$$\mu_{li_2} C_{p_{li}} \frac{\partial T(x, t)}{\partial t} = -\alpha C_{p_{li}} \rho_{li} \dot{v}_{li} \frac{\partial T(x, t)}{\partial x} - U_{f_{li}} s_{f_{li}} [T(x, t) - T_a] \quad (14)$$

considerando: $a = \frac{C_{p_{li}} \mu_{li_2}}{U_{f_{li}} s_{f_{li}}}$ e $b = \frac{\alpha C_{p_{li}} \rho_{li} \dot{v}_{li}}{U_{f_{li}} s_{f_{li}}}$, resolve-se a eq. (14), conforme

descrito no APÊNDICE 1, com as condições iniciais a seguir, onde T_{li} é a temperatura do líquido de arrefecimento na entrada do radiador e T_i é a temperatura inicial do líquido dentro do radiador e encontra-se uma expressão para a variação de temperatura no motor.

$$T(0, t) = T_{li}(t)$$

$$T(x, 0) = T_i(x)$$

Na resolução da eq. (14) encontra-se uma grandeza característica com dimensão inversa a dimensão de velocidade:

$$\frac{a}{b} = \frac{\mu_{li}}{\rho_e v_{li}}$$

que representa fisicamente uma velocidade de propagação de perturbações criadas na entrada do líquido no radiador. Dependendo se a razão x/t é maior ou menor do que a grandeza característica, encontra-se expressões diferentes para a variação de temperaturas, ou seja, na resolução da equação do calor ao longo do comprimento dos tubos do radiador encontra-se um ponto x em um momento t a partir do qual a expressão da temperatura é diferente, ao longo do tubo existe uma decontinuidade para a expressão encontrada.

se $t < \frac{a}{b} x$:

$$T(x,t) = T_a + \left[T_i \left(x - \frac{b}{a} t \right) - T_a \right] e^{-(t/a)} \quad (15)$$

e se $t > \frac{a}{b} x$:

$$T(x,t) = T_a + \left[T_e \left(t - \frac{a}{b} x \right) - T_a \right] e^{-(x/b)} \quad (16)$$

3.1.2.2 – APLICAÇÃO AO MOTOR

Segundo SARTRE (1993) a equação do calor simplificada obtida a partir da eq. 13 utilizando-se os termos da TABELA 3 e aplicada ao motor é representada a seguir:

$$C_{p_{li}} \mu_{li} \frac{\partial T(x,t)}{\partial t} = -C_{p_{li}} \rho_{li} v_{li} \frac{\partial T(x,t)}{\partial x} + \varphi_{li} \quad (17)$$

considerando: $a = C_{p_{li}} \mu_{li}$ e $b = C_{p_{li}} \rho_{li} v_{li}$ e resolvendo-se a equação 17 conforme descrito no APÊNDICE 2, com as condições iniciais descritas a seguir, onde T_{li} é a temperatura do líquido na entrada do motor e T_i é a temperatura inicial do líquido dentro do motor, encontra-se uma expressão para a variação da temperatura do líquido no motor.

$$T(0,t) = T_{li}(t)$$

$$T(x,0) = T_i(x)$$

Novamente encontra-se a grandeza característica a/b que é correspondente a velocidade de propagação das perturbações e também duas expressões para a temperatura do líquido ao longo do motor, dependendo da relação entre as grandezas x/t e a/b :

se $t < \frac{a}{b} x$:

$$T(x,t) = T_i \left(x - \frac{b}{a} t \right) + \frac{\varphi_{li}}{a} t \quad (18)$$

e se $t > \frac{a}{b} x$:

$$T(x,t) = T_{li} \left(t - \frac{a}{b} x \right) + \frac{\varphi_{li}}{b} x \quad (19)$$

3.2 – ESTUDO DO CIRCUITO DE AR

Baseado no trabalho de SARTRE 1993, o estudo do circuito de ar utilizará os resultados do estudo do circuito do líquido de arrefecimento para fornecer dados importantes para o estudo do ventilador do sistema de arrefecimento. O ventilador que será modelado possui acionamento viscoso, porém o modelo pode ser

facilmente modificado para ser utilizado com ventiladores associados a outros tipos de sistemas de acionamento.

3.2.1 – VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DO AR

No estudo do circuito do líquido de arrefecimento obtém-se o valor do coeficiente global de transferência de calor utilizando-se as equações 15, 16, 18 e 19 e a partir de entradas dos valores das temperaturas do líquido obtidas em testes de pista. Conhecido o valor do coeficiente ao longo do tempo pode-se obter a curva da variação de temperatura do líquido em vários pontos do circuito de líquido. Com as temperaturas na entrada e na saída do radiador pode-se obter a potência térmica dissipada ao ar pelo radiador do líquido de refrigeração, determina-se aqui a fronteira na qual ocorre a ligação entre o circuito de ar e de líquido. A partir desta potência dissipada calcula-se a variação da temperatura do ar que passa através do radiador com a equação a seguir:

$$T_{a_{i+1}} = T_{a_i} + \frac{\Phi_i}{\rho_{a_i} C p_a \dot{v}_{a_i}} \quad (20)$$

onde Φ é a potência térmica dissipada pelos radiadores, ρ é a densidade do ar, Cp o calor específico e v a vazão de ar através do radiador.

O conhecimento da temperatura do ar que sai dos radiadores e chega no ventilador possibilita o estudo do ventilador. Conforme descrito no capítulo de revisão da literatura, o acoplamento do ventilador com acionamento viscoso é comandado por um sensor bimetálico sensível a temperatura do ar que chega ao ventilador, FIGURA 8. Além disso, o conhecimento da variação da temperatura do ar nos arredores do cubo do ventilador permite o conhecimento da variação da viscosidade do óleo que atua dentro do acionamento.

3.2.2 – CÁLCULO DA POTÊNCIA CONSUMIDA PELO VENTILADOR

O torque total transmitido no acoplamento viscoso foi equacionado por LEE et al (1998) levando em consideração as características dimensionais do cubo, as rotações de entrada e saída do ventilador, e as características do óleo que preenche o acoplamento. A expressão obtida é apresentada na equação a seguir:

$$T_T = 4\pi\rho_o\nu_o(\omega_1 - \omega_2) \left[(r_2^4 - r_1^4) + \left(\frac{r_1^2 r_2^2}{r_1^2 - r_2^2} s \right) \right] \quad (21)$$

onde ν é a viscosidade cinemática do óleo, ω a rotação do disco, r_1 e r_2 os raios internos e externos do disco do acoplamento.

A variação da temperatura do óleo no acoplamento (eq. 22) foi apresentada por SHIBATA et al (1992) e é bastante útil no cálculo da viscosidade cinemática do óleo (eq. 23).

$$T_o = H_o (N_{mot} - N_v)^2 + T_a \quad (22)$$

$$\log \nu = 10^{A \log(T/289)} \log \nu_{25} \quad (23)$$

onde ν_{25} é a viscosidade nominal do óleo, H_o é o coeficiente de troca de calor do acoplamento.

Conhecido o torque, pode-se obter o fator de torque descrito no capítulo de revisão de literatura e representado na eq. (24).

$$K_v = \frac{T_t}{N_v^2} \quad (24)$$

Na norma SAE J1342 (1989) apresenta-se um método para o cálculo da potência consumida por um ventilador e seu sistema de acionamento para várias condições operacionais de um veículo. A potência total consumida é descrita pela eq. (25).

$$Pot = (N_{mot} - N_v)(N_v)^2(K_v) + (N_v)^3(K_v) + P_d \quad (25)$$

Analisando a eq. (25) verifica-se a sua ligação com as equações de torque, de temperatura e viscosidade do óleo, de temperatura do ar, demonstrando ser um método bastante representativo e amplo no cálculo da potência consumida por um ventilador instalado em um veículo.

Os termos de rotação do ventilador N_v na eq. (25) vão variar de acordo com a condição do ventilador. Se o ventilador estiver acoplado a rotação do ventilador será dada pela eq. (26) a seguir:

$$N_v = (1 - g)\alpha_v r N_{mot} \quad (26)$$

onde g é o escorregamento no acoplamento viscoso, α representa o grau de preenchimento da câmara de trabalho do acoplamento e r a relação de transmissão entre o motor e o eixo do ventilador. Se o ventilador estiver desacoplado sua rotação será dada pelas eq. (27) e (28), dependendo se estiver acima ou abaixo da rotação N_{min} a partir da qual a relação de transmissão entre o disco de entrada do acoplamento e o cubo do ventilador se modifica, FIGURA 9.

$$N_v < N_{min} \Rightarrow N_v = r N_{mot} \quad (27)$$

$$N_v > N_{min} \Rightarrow N_v = N_{min} + t_v (r N_{mot} - N_{min}) \quad (28)$$

4 – ALGORITMO COMPUTACIONAL

Desenvolveu-se um algoritmo computacional utilizando-se os modelos matemáticos desenvolvidos no capítulo 3. O algoritmo busca o conhecimento de parâmetros para a análise de sistemas de arrefecimento.

Analisando-se o modelo matemático completo verifica-se a existência de fatores de determinação complexa e que ultrapassariam os objetivos desta pesquisa. Por este motivo não foi utilizado o modelo na seqüência como foi obtido para a simulação de um sistema de arrefecimento. Se fossem conhecidos todos os parâmetros envolvidos poderia se realizar um algoritmo computacional que a partir de dados iniciais simularia um sistema em um determinado circuito de testes.

Com o objetivo de se conhecer mais o sistema de arrefecimento e de ter embasamento para trabalhos futuros de simulações independentes de testes de pista, desenvolveu-se um algoritmo computacional que calcula parâmetros a partir de dados de pistas de testes. A partir do conhecimento destes parâmetros pode-se calcular alguns fatores de desempenho do sistema e se ter dados para se utilizar o mesmo modelo para a simulação completa de um sistema de arrefecimento.

Um esquema básico do funcionamento do algoritmo computacional está representado na FIGURA 31.

Verifica-se no esquema da FIGURA 31 que o algoritmo computacional segue a mesma linha de desenvolvimento do modelo matemático do capítulo 3, onde o sistema de arrefecimento é dividido em dois circuitos interdependentes.

Inicialmente lê-se o arquivo de dados de testes de pista. Este arquivo é gerado por um sistema de aquisição de dados utilizado nos testes. No Apêndice 3 descreve-se o sistema de aquisição, o esquema de um teste e os pontos de

medidas necessários para alimentar o algoritmo computacional. As condições de realização dos testes de pista serão descritos juntamente com os resultados. Os dados necessários para os cálculos que devem constituir o arquivo de leitura são:

- Tempo de teste [s]
- Rotação do motor [rpm]
- Rotação do ventilador [rpm]
- Temperatura do ar antes do ventilador [K]
- Temperatura do ar antes do radiador [K]
- Temperatura do líquido de arrefecimento na saída do motor [K]
- Temperatura do líquido de arrefecimento na entrada do motor [K]
- Condições de vazão no termostato. [Kg/s]

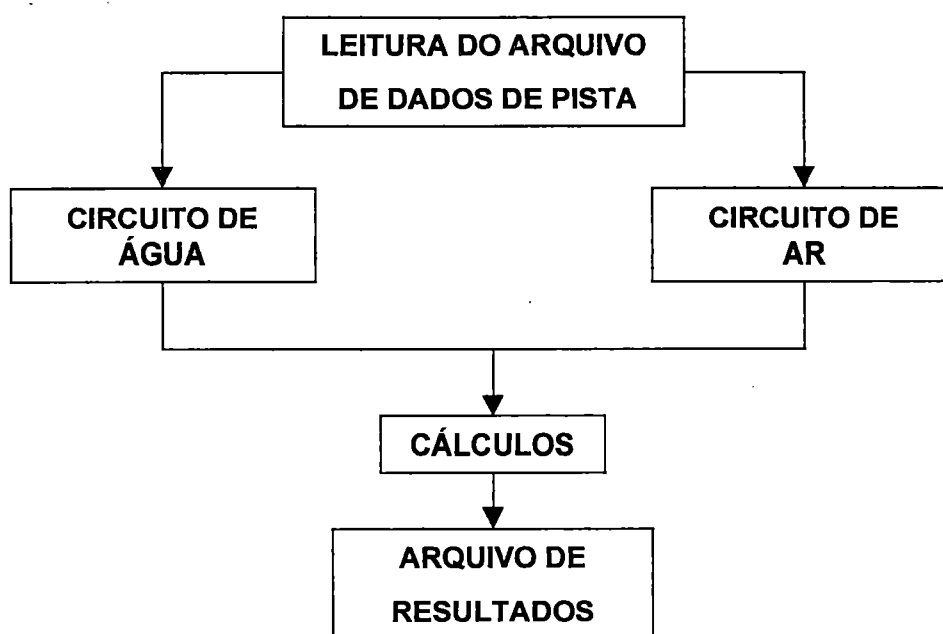


FIGURA 31 - Esquema básico do algoritmo computacional desenvolvido

Em relação ao circuito de água, deve se conhecer as características do radiador e do termostato:

1. Fator μ descrito no capítulo de revisão da literatura [kg/m]
2. Área frontal do radiador [m²]
3. Comprimento dos tubos do radiador [m]

4. Número de tubos que compõem o radiador
5. Temperatura de abertura e fechamento do termostato [K]

Com os cálculos neste ponto do sistema pode se obter:

1. Variação do coeficiente global de transferência de calor do radiador em função do tempo [$W/m^2 K$]
2. Potência térmica dissipada pelo radiador em função do tempo [W]
3. Potência térmica dissipada pelo motor ao líquido de arrefecimento em função do tempo [W]
4. Variação da temperatura do líquido de arrefecimento no radiador em função do tempo [K]
5. Pontos de máximo e mínimo dos fatores calculados.

O cálculo do coeficiente global de transferência de calor é realizado com as equações que representam as temperaturas do líquido de arrefecimento no radiador no capítulo anterior. Verifica-se que as equações são função do tempo e da distância x , como não são conhecidas as características do líquido ao longo de todo o comprimento x adota-se, no algoritmo computacional, estas características em x máximo e estende-as ao longo de todo o comprimento com o objetivo do cálculo do coeficiente global (K). Na FIGURA 32 a seguir verifica-se a localização das coordenadas descritas.

No circuito de ar devem ser conhecidas algumas características do ventilador e do acoplamento viscoso, tais como:

1. Curva de torque em função da rotação do ventilador [$Nm \times rpm$]
2. Temperatura de acionamento do bimetálico [K]
3. Número de pás do ventilador

Como resultados calcula-se:

1. Potência consumida pelo ventilador em função do tempo [W]
2. Variação do escorregamento no acoplamento com o tempo [%]
3. Potência do ventilador acoplado e não acoplado [W]

4. Máximos, mínimos e médias dos itens.

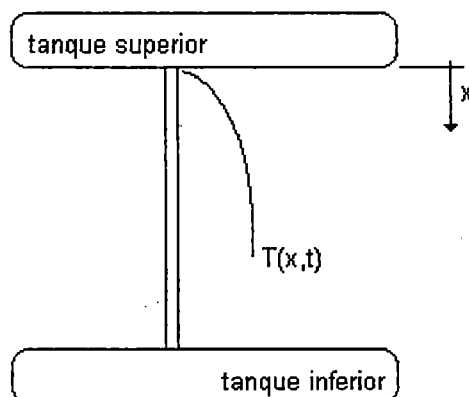


FIGURA 32 - Esquema utilizado para as aproximações dos cálculos no circuito de líquido no algoritmo computacional.

Realizados os cálculos desejados cria-se um arquivo de saída que pode ser utilizado diretamente em planilhas eletrônicas, onde são construídos gráficos que demonstrarão a evolução dos parâmetros ao longo do tempo de testes. Os resultados obtidos serão demonstrados e discutidos em capítulos posteriores.

Na FIGURA 33 verifica-se a janela de entrada de dados do algoritmo computacional desenvolvido. Observa-se a possibilidade de escolha do arquivo de dados a ser lido, do arquivo de resultados a ser criado e a possibilidade de escolha entre os cálculos somente no circuito de ar ou somente no circuito de água ou em ambos (sistema completo)

DESEMPENHO

PROGRAMA PARA ANÁLISE DE SISTEMAS DE ARREFECIMENTO

Leitura do arquivo de teste

Entre com o nome e extensão do arquivo a ser lido

nome.txt

Criação do arquivo de saída

Entre com o nome e extensão do arquivo a ser criado

nome.txt

Selecione o cálculo desejado

Cálculo no radiador Cálculo no ventilador Cálculo em todo sistema

Dados do radiador

Entre com a temperatura de abertura do termostato, Celsius

Entre com o valor de área por unidade de comprimento, metro

Entre com o valor de massa equivalente, Kg/m

Cálculo

Dados do ventilador

Entre com a temperatura de acionamento do bimetálico, Celsius

Entre com a relação de transmissão

Cálculo

Sair

FIGURA 33 - Janela de entrada de dados do algoritmo computacional desenvolvido.

5 – RESULTADOS

Serão demonstrados resultados obtidos a partir de dois tipos de testes de pista, teste para análise de radiador (com termostato e ventilador travados), e teste para análise de todo o conjunto de arrefecimento (com termostato e ventilador livres).

O teste para a análise do radiador é realizado em condições pré-determinadas em análises de bancos de prova. Os motores em teste são levados a dinamômetros onde se especificam sua rotação de potência máxima e a sua rotação de torque máximo, estas rotações serão as utilizadas nos testes de pista. O teste é realizado dentro de limitações de temperatura ambiente, umidade, velocidade do vento, altitude. Determinados os pontos do sistema de arrefecimento onde se deseja realizar medições, instrumenta-se o veículo e realiza-se o teste em pista de prova. O veículo é mantido em rotação constante (em torque ou potência máxima) e registra-se as medições nos pontos escolhidos durante o tempo necessário. Neste tipo de teste o ventilador geralmente está travado na posição acoplado e o termostato está também travado na posição que permite a passagem de todo o líquido de arrefecimento pelo radiador.

No teste para a análise de todo o conjunto as condições são bastante parecidas com as anteriores. O teste também é realizado na rotação de torque ou potência máxima e dentro de limitações ambientais. A diferença é que neste tipo de teste geralmente se tem o termostato e o acionamento viscoso do ventilador funcionando livremente, possibilitando maiores variações das condições de funcionamento do sistema e análise dos componentes.

5.1 – TESTE COM TERMOSTATO E VENTILADOR TRAVADOS

O teste foi realizado com um caminhão com motorização de cento e cinquenta cavalos de potência. As condições em que foi realizado o teste são demonstradas na TABELA 4.

TABELA 4 - Características do teste realizado em regime permanente.

VEÍCULO – FPN 1215	
POTÊNCIA DO MOTOR (hp)	150
ROTAÇÃO DO MOTOR (rpm)	2300
TERMOSTATO	Aberto
ACIONAMENTO DO TERMOSTATO	Travado
VENTILADOR	8 pás
ACOPLAMENTO DO VENTILADOR	Sempre acoplado
ACIONAMENTO DO BIMETÁLICO (°C)	Travado
r	1
TEMPERATURA AMBIENTE (°C)	30
TEMPO DE TESTE (s)	1500

Realiza-se este tipo de teste para verificar se os componentes escolhidos para compor o sistema de arrefecimento em projeto são adequados. Procura-se realizar o teste na condição mais desfavorável para o sistema de arrefecimento. Durante o teste monitora-se as temperaturas do líquido de arrefecimento em vários pontos do circuito com o objetivo de se evitar aquecimentos excessivos e danos ao motor, já que o sistema em teste é experimental.

O sistema em teste será aprovado se ele conseguir manter as temperaturas do líquido de arrefecimento em limites máximos estabelecidos através da experiência do projetista. Outro item que deve ser verificado é o tempo de estabilização da temperatura do líquido de arrefecimento, o sistema pode estar super-dimensionado e a temperatura do líquido não evoluir até os níveis desejados ou o tempo para o aquecimento pode ser muito elevado.

Nas condições descritas na TABELA 4 foram realizadas as medidas de temperaturas necessárias, os resultados das medidas estão demonstrados na FIGURA 34.

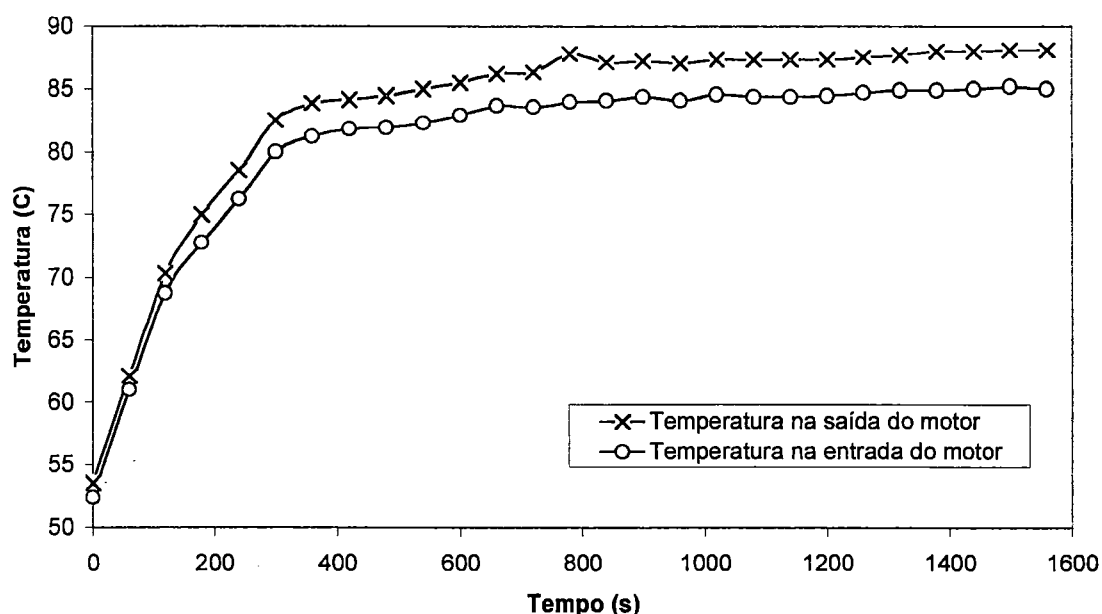


FIGURA 34 - Valores medidos durante o teste de pista.

Outro dado necessário para a realização dos cálculos no sistema de arrefecimento é a vazão de líquido passando através do radiador. Conhecendo-se previamente a curva de vazão da bomba d'água em função da rotação do motor pode se obter a função que representa a vazão no teste de pista, já que a rotação do motor é conhecida. A vazão para o teste foi em média de $0,003 \text{ m}^3/\text{s}$, aproximadamente constante já que a rotação do motor foi mantida constante durante o teste.

Um outro dado importante para o sistema computacional, baseado na modelo matemático, é o torque no eixo do ventilador. Esta variável foi obtida de curvas de torque em função da rotação do ventilador fornecidas pelo fabricante do ventilador e do acoplamento viscoso. Resultados relativos ao circuito de ar, ou resultados do ventilador e sistema de acionamento, não serão demonstrados para este tipo de teste pois o ventilador está sempre travado na posição acoplado o que não possibilita a análise deste sistema.

Na FIGURA 35 verifica-se o cálculo do coeficiente global de transferência de calor do radiador ao longo do teste juntamente com a variação da temperatura do líquido de arrefecimento no radiador (temperatura de entrada menos de saída) medida. Observando a FIGURA 35 nota-se que o coeficiente calculado segue a

tendência demonstrada pelo delta medido no radiador. Destaca-se que o coeficiente é calculado a partir dos dados obtidos em teste para a entrada e saída do radiador considerando-se o comprimento x total dos tubos, conforme o equacionamento do capítulo de modelagem matemática e descrição do capítulo de sistema computacional.

Na FIGURA 35, destaca-se ainda o fato ocorrido no tempo de teste igual a 800 segundos. Neste momento verifica-se um pico tanto no coeficiente calculado quanto no delta medido, para este fato podem existir algumas explicações. A primeira e mais aceitável é o fato do veículo em teste ser equipado com um motor eletrônico, o programa que controla o funcionamento do motor pode ter detectado, por exemplo, uma alteração no nível de poluentes emitidos nos gases de escape e alterado instantaneamente as condições do motor. Um outro fato que pode ter ocorrido é um erro de leitura dos pontos do gráfico de dados medidos durante o teste.

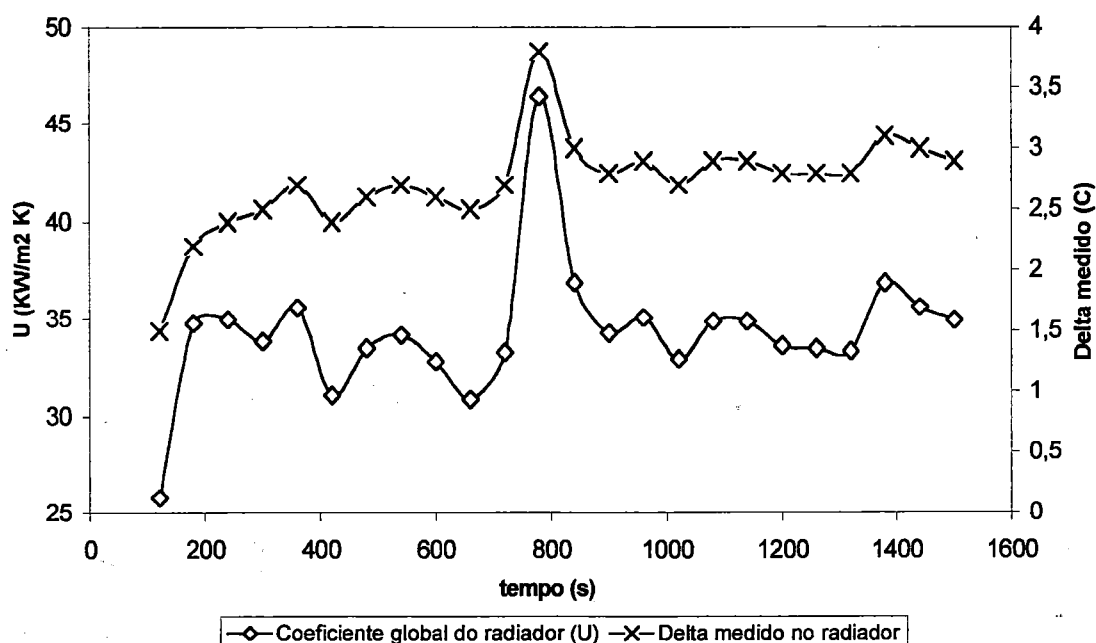


FIGURA 35 - Variação do coeficiente global de transferência de calor do radiador e do delta no radiador ao longo do teste.

Uma maneira de demonstrar a qualidade do cálculo do coeficiente global de transferência de calor é demonstrando-se o resultado dos cálculos da temperatura

do líquido de arrefecimento na entrada e na saída do motor com este coeficiente, FIGURAS 36 e 37 respectivamente. Na FIGURA 36 os pontos medidos e calculados são exatamente os mesmos pois o cálculo do coeficiente é realizado ao longo de todo radiador porém com dados deste ponto considerados em cada passo de tempo, Já na FIGURA 37 a temperatura calculada deve ser um pouco diferente da medida pois leva em conta as aproximações do modelo para o comprimento total do tubo e condições dentro do motor, além disso utiliza-se um dado aproximado para o fluxo de calor cedido do motor ao líquido de arrefecimento.

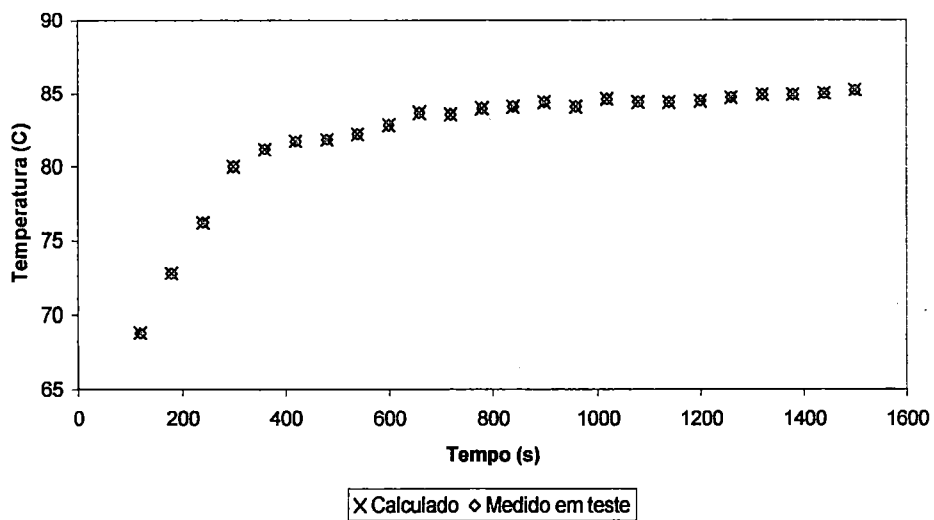


FIGURA 36 - Temperaturas medida e calculada na entrada do motor.

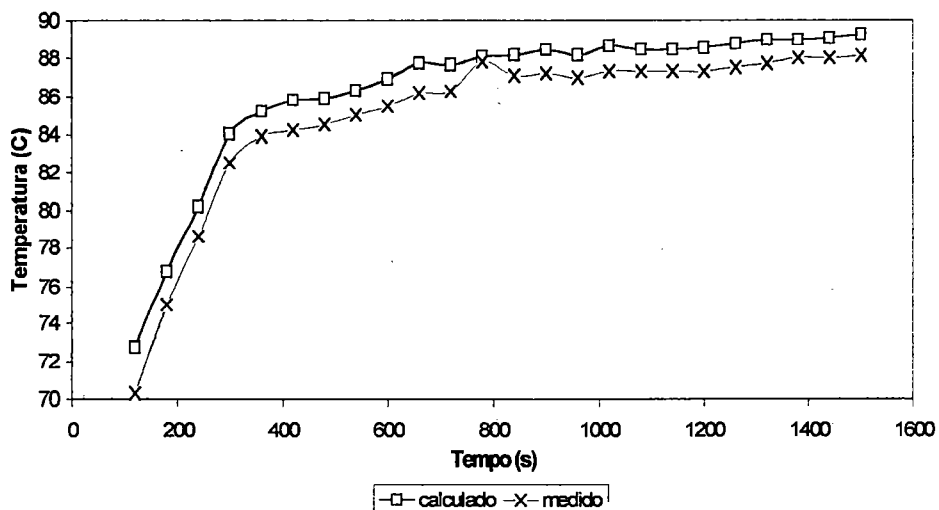


FIGURA 37 - Temperaturas medida e calculada na entrada do radiador.

Destaca-se que a proximidade dos resultados calculados e experimentais das FIGURAS 36 e 37 não podem indicar que os valores calculados para o coeficiente global de calor estão numericamente corretos, porém indicam que a metodologia dos cálculos é válida.

Uma maneira de se verificar o valor do coeficiente global de transferência de calor é utilizando-o para o cálculo da potência térmica dissipada no radiador ao longo do tempo de testes e compará-la com a potência térmica dissipada pelo motor ao líquido de arrefecimento. Na FIGURA 38 demonstra-se os resultados dos cálculos destas potências térmicas ao longo do teste.

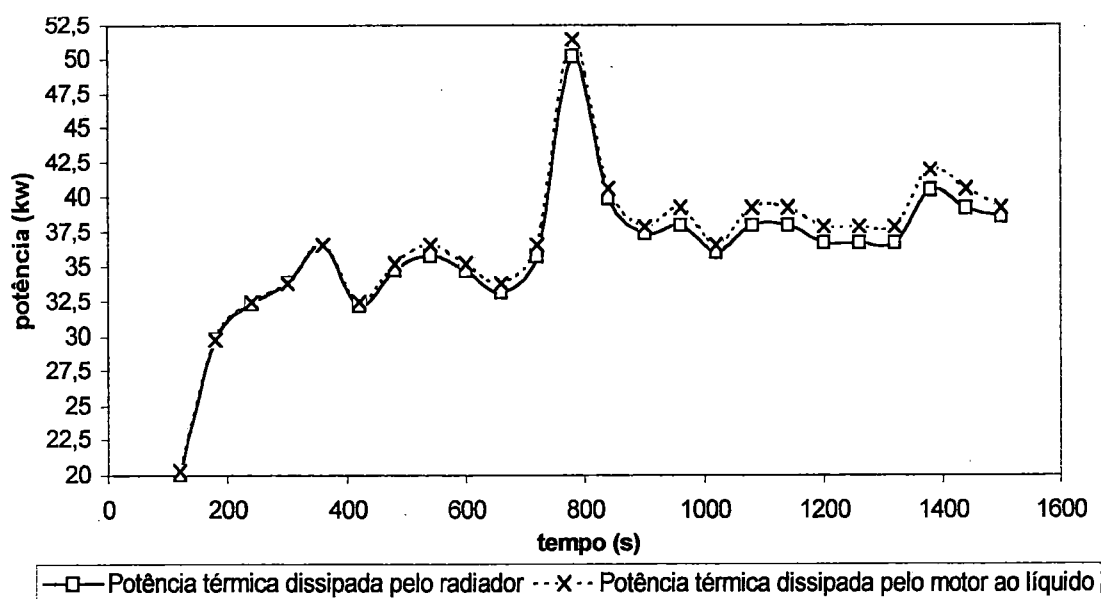


FIGURA 38 - Potência térmica calculada dissipada pelo motor e no radiador.

Observando-se a FIGURA 38 verifica-se que a potência térmica dissipada no radiador é sempre um pouco menor que a dissipada pelo motor ao líquido de arrefecimento. A correção deste resultado é explicada nos resultados medidos de temperatura em teste de pista e demonstrados na FIGURA 34, verifica-se que as temperaturas do líquido nos dois pontos medidos continua aumentando mesmo após certa estabilização, isto deve-se ao fato de o radiador não conseguir dissipar toda potência gerada e dissipada no motor.

5.2 – TESTE COM TERMOSTATO E VENTILADOR LIVRES

O teste foi realizado com um ônibus equipado com um motor de cento e setenta cavalos e nas condições demonstradas na TABELA 5.

TABELA 5 - Condições dos testes em regime transitório.

VEÍCULO – OF 1417	
POTÊNCIA DO MOTOR (hp)	170
ROTAÇÃO DO MOTOR (rpm)	1400
TERMOSTATO	destravado
ACIONAMENTO DO TERMOSTATO	normal
VENTILADOR	8 pás
ACOPLAMENTO DO VENTILADOR	normal
ACIONAMENTO DO BIMETÁLICO (°C)	84
r	1
TEMPERATURA AMBIENTE (°C)	19
TEMPO DE TESTE (s)	2600

Neste tipo de teste verifica-se o funcionamento completo do sistema de arrefecimento. O fato do sistema de acionamento do ventilador e o termostato do poderem trabalhar livremente permite uma análise da escolha dos componentes do sistema em projeto, poderá ser analisada relação entre o funcionamento do ventilador e a evolução das temperaturas do líquido de arrefecimento. O sistema poderá ser aprovado quando se conseguir minimizar o uso do ventilador, garantindo temperaturas de funcionamento que não danifiquem o motor.

A partir das condições apresentadas na TABELA 5 obteve-se as medições de temperatura apresentadas na FIGURA 39. Analisando a FIGURA 39 verifica-se um comportamento diferente das temperaturas em relação a FIGURA 34. A variação das temperaturas na FIGURA 39 demonstra a influência do funcionamento do acoplamento viscoso do ventilador e do termostato no sistema.

Como no teste anterior, a curva da bomba d'água também era conhecida. A curva é dada em vazão proporcionada em função da rotação. Como a rotação do

motor novamente foi mantida fixa, a vazão durante o teste foi sempre de aproximadamente $0,002 \text{ m}^3/\text{s}$. Destaca-se que a curva de vazão da bomba d'água foi obtida em testes estáticos.

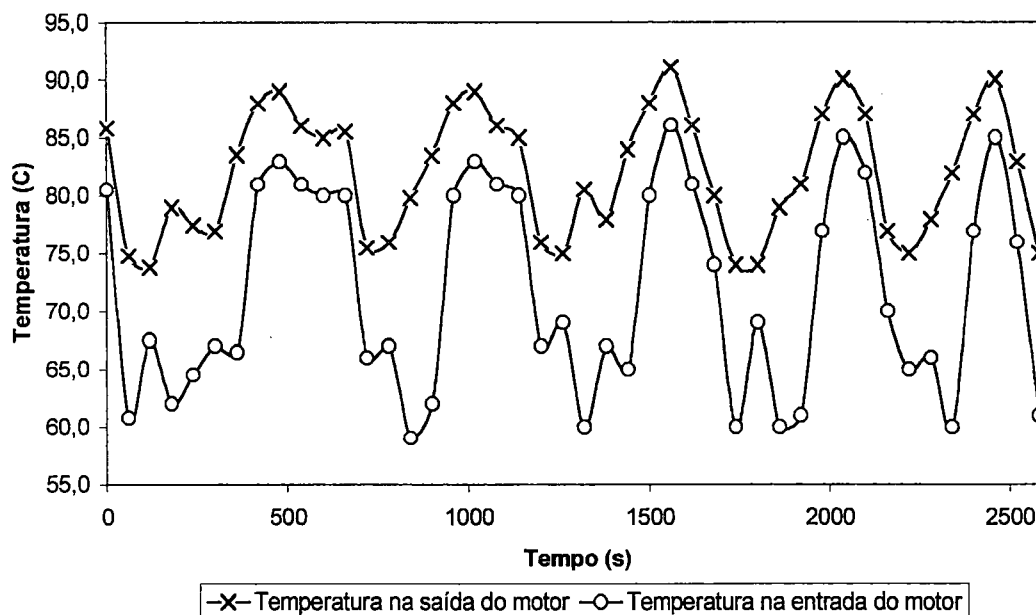


FIGURA 39 - Temperaturas na entrada e saída do motor medidas durante o teste.

Conforme a modelagem matemática apresentada, o torque gerado no eixo do ventilador é fundamental para os cálculos no circuito de ar. Devido a dificuldades que o sistema equipado com acoplamento viscoso impõe para este cálculo, foram utilizadas curvas de torque em função de rotação para o ventilador, fornecidas pelo fabricante.

Na FIGURA 40 verifica-se o cálculo do coeficiente global de transferência de calor do radiador ao longo do teste juntamente com a variação da temperatura do líquido de arrefecimento no radiador (temperatura de entrada menos de saída) medida. Observando a FIGURA 40 nota-se que o coeficiente calculado segue a tendência demonstrada pelo delta medido no radiador. Destaca-se que o coeficiente é calculado a partir dos dados obtidos em teste para a entrada e saída do radiador considerando-se o comprimento x total dos tubos, conforme o equacionamento do capítulo de modelagem matemática e descrição no capítulo de sistema computacional.

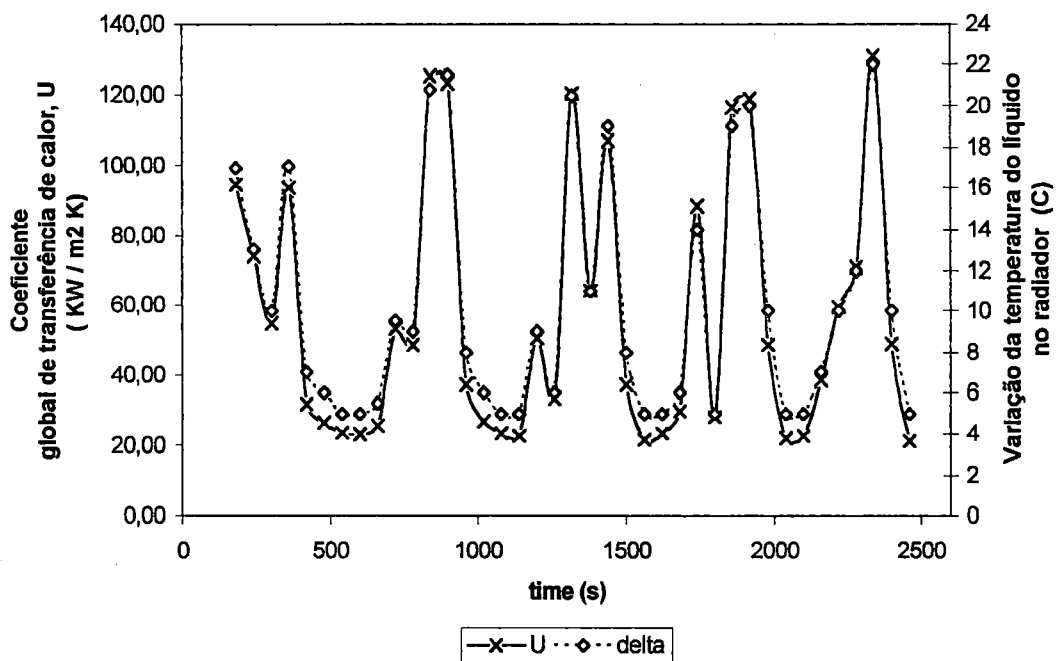


FIGURA 40 - Resultados do coeficiente global de transferência de calor (U) e do delta no radiador ao longo do teste.

Do mesmo modo apresentado anteriormente demonstra-se os cálculos de temperatura na saída do radiador e do motor, FIGURAS 41 e 42, com o objetivo de verificar a metodologia de cálculo.

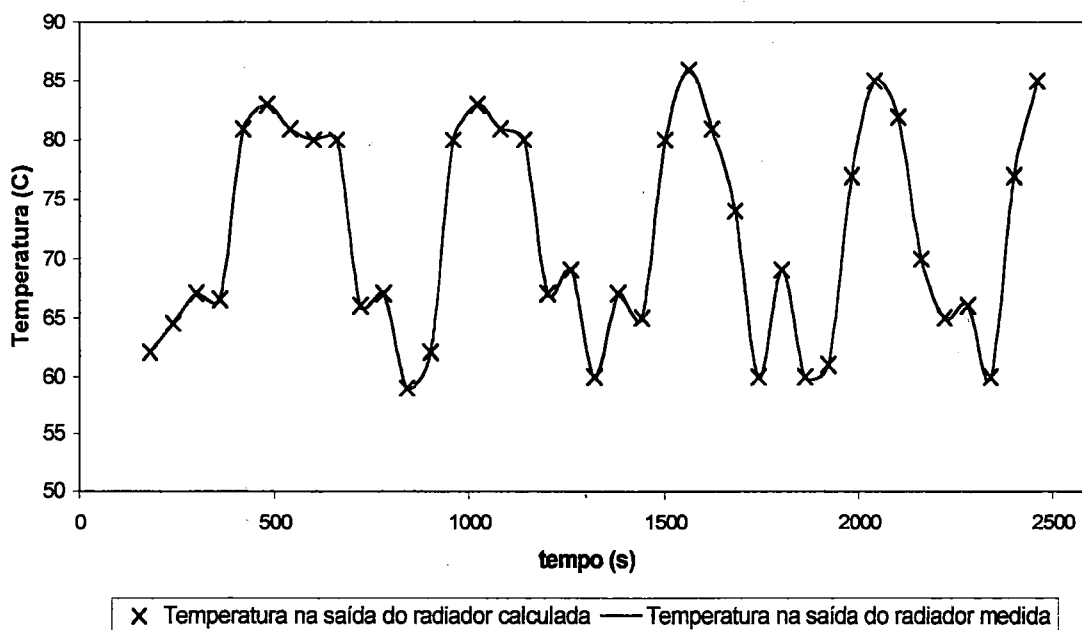


FIGURA 41 - Temperaturas medida e calculada na saída do radiador.

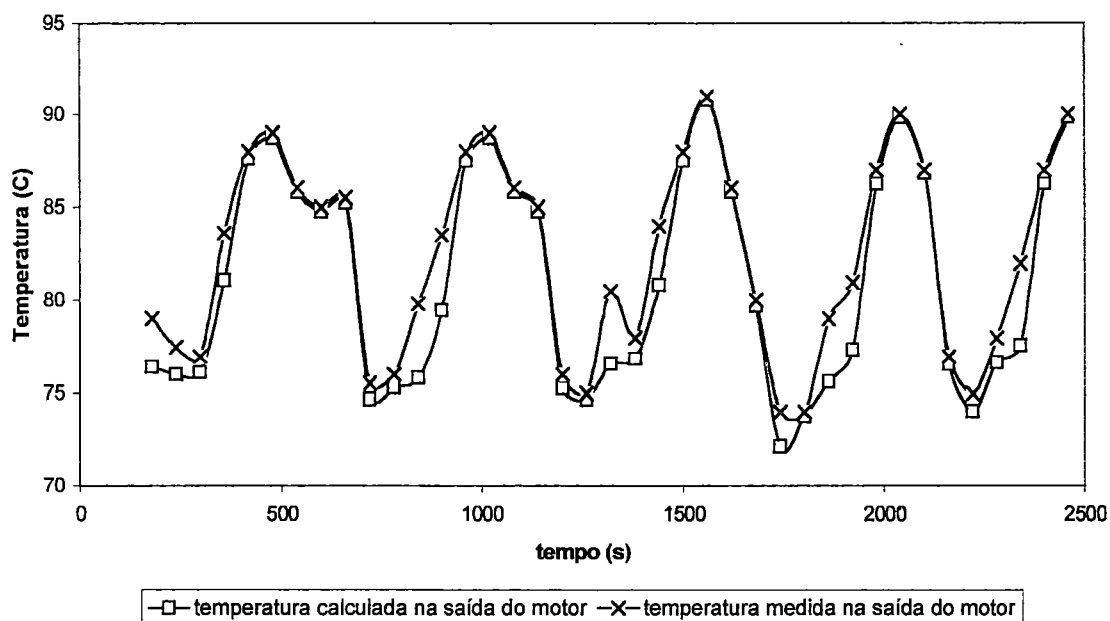


FIGURA 42 - Temperaturas medida e calculada na saída do motor.

Os resultados até aqui demonstrados demonstram boa aproximação dos cálculos no circuito de líquido tanto em teste em regime permanente como em transitório, deste modo serão apresentados os resultados para o circuito de ar, bastante representativos para o teste em questão. Os resultados no circuito de ar demonstrarão principalmente o funcionamento do ventilador e seu sistema de acionamento, relacionando-os com o funcionamento do sistema de líquido e com a potência desenvolvida pelo motor.

Do mesmo modo que se demonstrou as temperaturas medidas do líquido de arrefecimento na entrada e na saída do radiador, demonstra-se a medida de rotação do ventilador como ponto de partida para os cálculos no circuito de ar, conforme a FIGURA 43. Observa-se na FIGURA 43 que a forma da curva demonstra o funcionamento do acoplamento viscoso, ocorrendo rotações altas com o ventilador acoplado e baixas quando não acoplado.

Na FIGURA 44 verifica-se o resultado do cálculo da potência consumida pelo ventilador ao longo do teste. Analisando o gráfico observa-se que a potência calculada acompanha a variação da rotação medida do ventilador, demonstrando o

funcionamento do método de cálculo proposto, com o funcionamento do acoplamento viscoso verifica-se pontos de maior e menor consumo de potência.

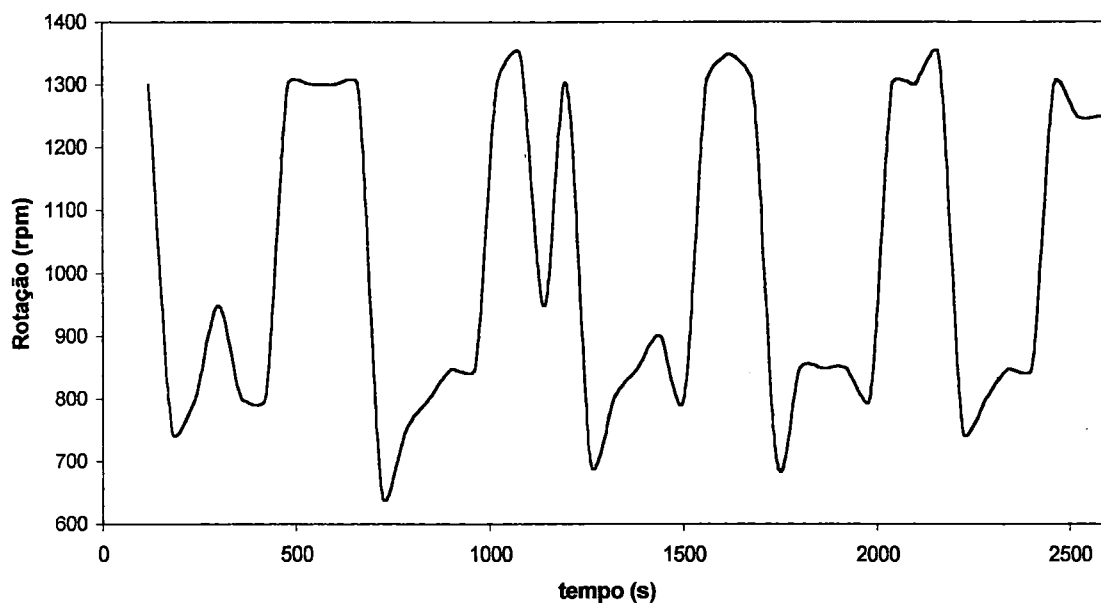


FIGURA 43 - Rotação do ventilado medida durante o teste.

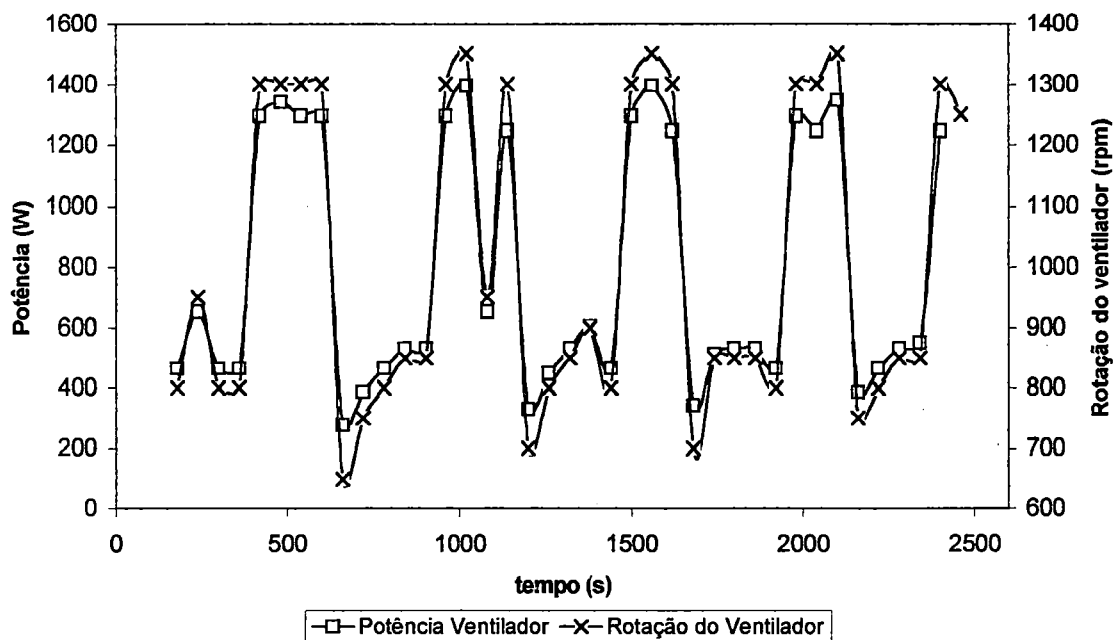


FIGURA 44 - Resultado de cálculo da potência consumida pelo ventilador comparada com a rotação do ventilador medida durante o teste.

Um outro resultado importante no circuito de ar é o escorregamento calculado no acoplamento viscoso. O escorregamento é função do óleo escolhido para o acoplamento e é importante para a determinação em projeto da velocidade máxima de rotação do ventilador e do tempo de resposta do ventilador.

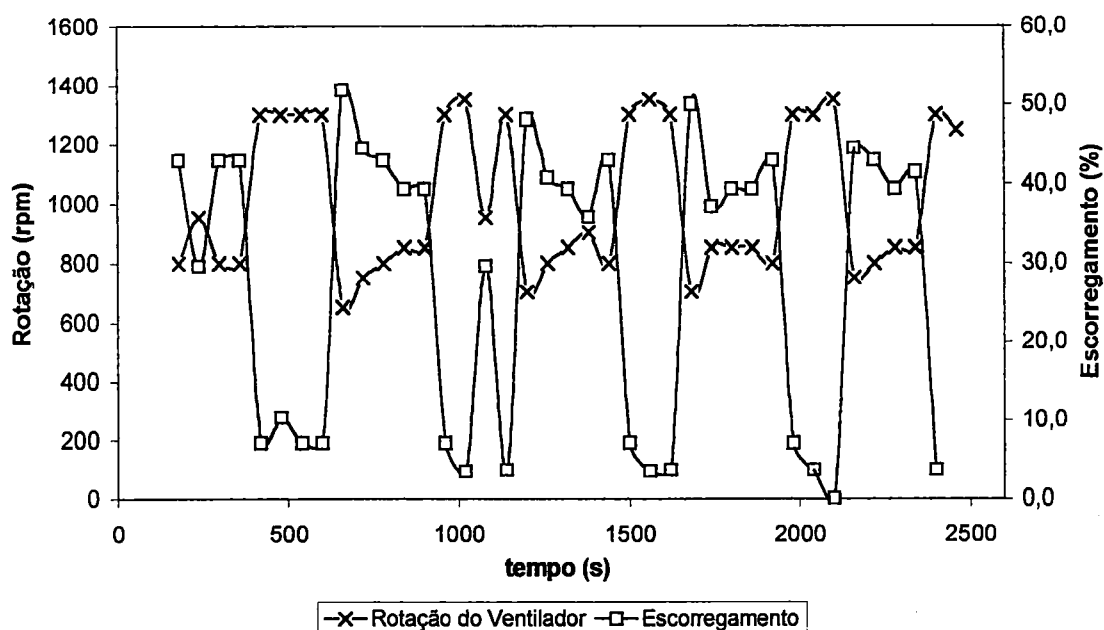


FIGURA 45 - Escorregamento calculado no acoplamento e rotação medida do ventilador.

Na FIGURA 45 observa-se o gráfico do escorregamento calculado juntamente com a rotação medida do ventilador ao longo do teste. Verifica-se um comportamento oposto e simétrico das duas variáveis, o que demonstra que o modelo fornece um resultado coerente com o teste de pista e com o funcionamento do acoplamento viscoso. Verifica-se que em altas rotações o ventilador está acoplado e o escorregamento deverá ser baixo e em baixas rotações o ventilador não está acoplado e o escorregamento será alto, de acordo com o resultado apresentado no gráfico da FIGURA 45.

Da mesma maneira que o escorregamento e rotação têm o comportamento acima apresentado, o escorregamento e a potência consumida pelo ventilador devem ter o mesmo comportamento. Na FIGURA 46 observa-se que o cálculo da potência e escorregamento estão coerentes.

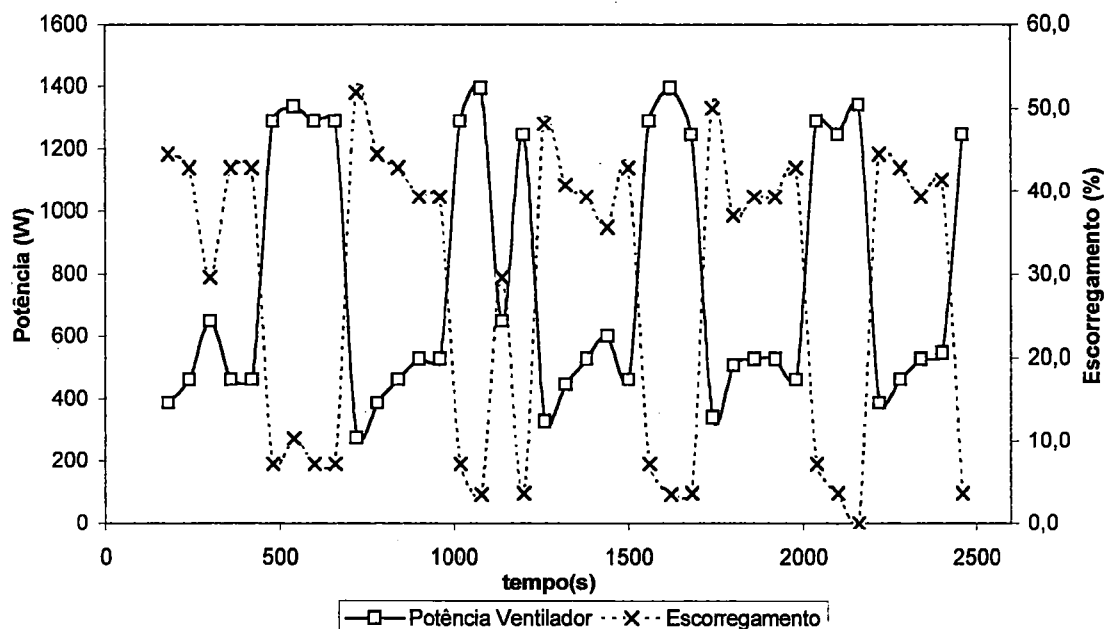


FIGURA 46 - Potência consumida pelo ventilador e escorregamento no acoplamento viscoso calculados.

Um outro fato importante para ser demonstrado é a interligação existente entre os resultados obtidos no circuito de líquido e no circuito de ar, demonstrando que o modelo matemático proposto, e sobre o qual se baseou o sistema computacional, é representativo para todo o sistema.

Parte da lógica de funcionamento do sistema vale ser lembrada: ocorre um aumento da potência térmica dissipada no radiador, a temperatura do ar que passa pelo radiador aumenta, atinge o sensor bimetálico que a partir de uma temperatura aciona o ventilador; com o funcionamento do ventilador ocorre a queda da temperatura do líquido, queda na potência dissipada no radiador, queda na temperatura do ar e fim do acoplamento do ventilador. Para demonstrar a coerência do cálculo da potência dissipada no radiador demonstra-se o resultado deste cálculo juntamente com o delta no radiador na FIGURA 47.

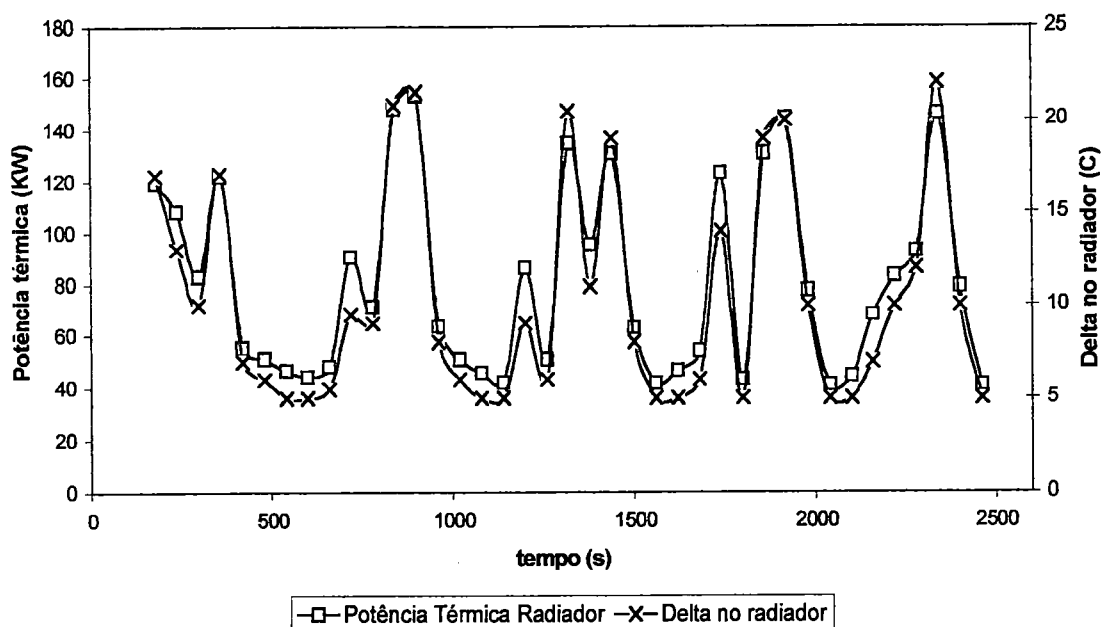


FIGURA 47 - Resultado do cálculo da potência dissipada no radiador e da variação de temperatura no radiador.

Na FIGURA 48 demonstra-se a ligação entre o circuito de água e de ar. Verifica-se a variação da temperatura do ar que passou pelo radiador (e irá atingir o bimetálico) juntamente com a variação da potência calculada dissipada no radiador. Observa-se que com o aumento da potência calculada ocorre logo em seguida o aumento da temperatura do ar (medida em teste), demonstrando que a ligação do modelo matemático do circuito de ar com o modelo matemático representando o circuito do líquido está correta.

Na FIGURA 49 verifica-se a variação da potência consumida pelo ventilador juntamente com a variação da temperatura antes do bimetálico e variação da temperatura do líquido no radiador. Neste gráfico estabelece-se a ligação final de todo o modelo, o aumento do delta (coerente com a potência dissipada no radiador, FIGURA 48) provoca logo em seguida o aumento da temperatura do ar que atinge o bimetálico (coerente com a potência dissipada no radiador, FIGURA 48), que aciona o bimetálico acionando o ventilador e aumentando em seguida o consumo de potência do ventilador.

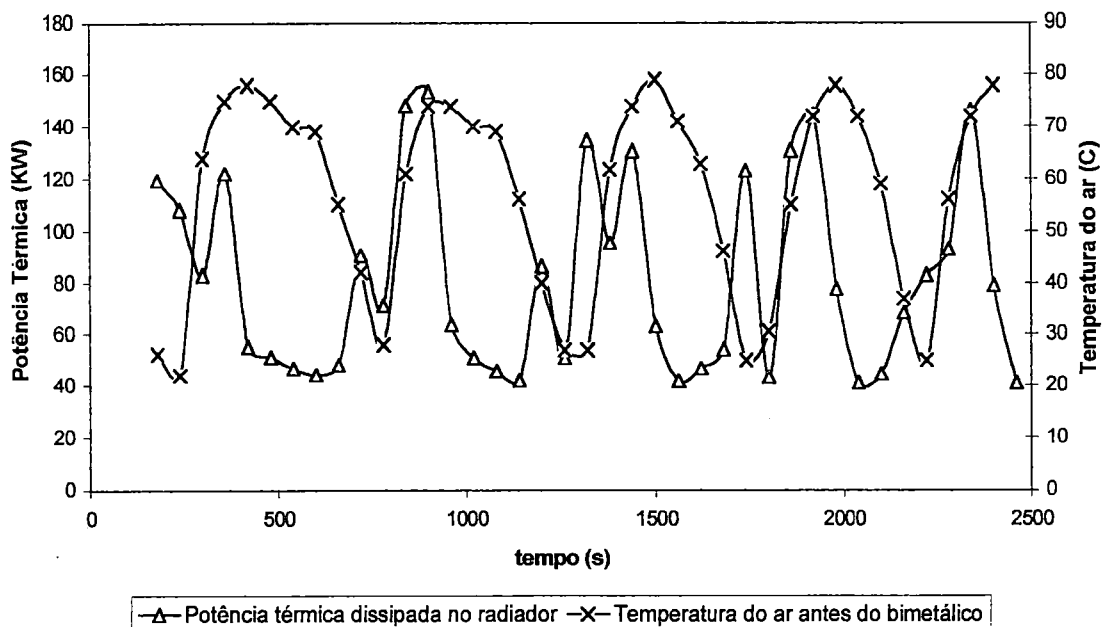


FIGURA 48 - Potência dissipada no radiador e temperatura antes do bimetálico.

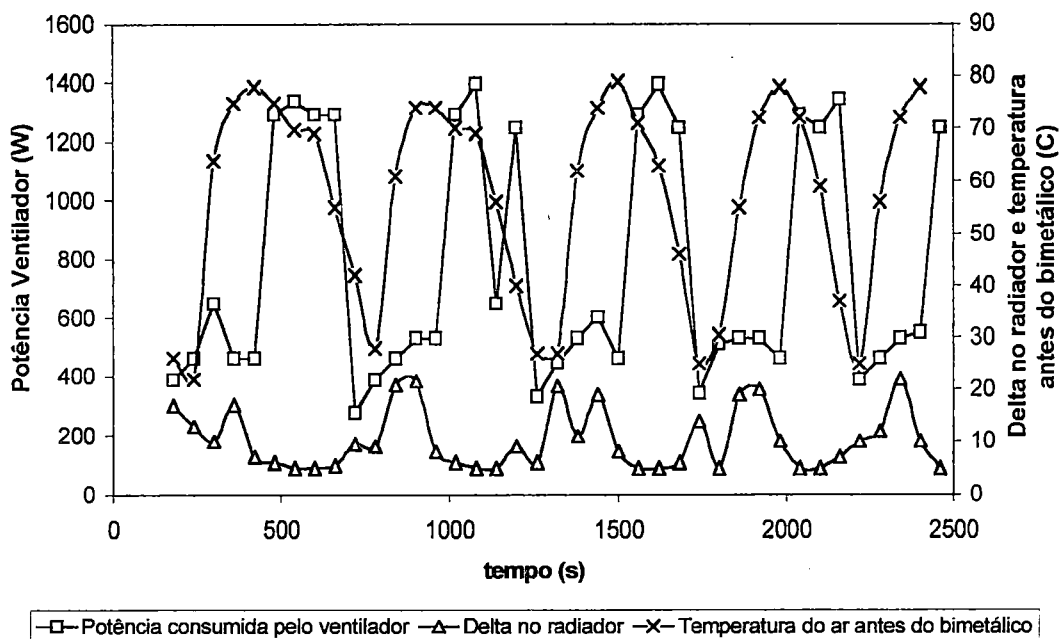


FIGURA 49 - Ligação entre a variação de temperatura no radiador, variação de temperatura do ar antes do bimetálico e variação da potência consumida pelo ventilador.

Um outro modo de interligar os circuitos é através do gráfico da FIGURA 50. Demonstra-se a variação da potência consumida pelo ventilador juntamente com a variação da temperatura na saída do motor. Sendo esta temperatura a referência

para o controle do termostato, tem-se que com seu aumento ocorre a abertura do termostato, aumento da vazão de líquido no radiador, aumento do delta, aumento da potência dissipada no radiador, aumento da temperatura do ar e acionamento do ventilador com aumento do consumo de potência pelo ventilador.

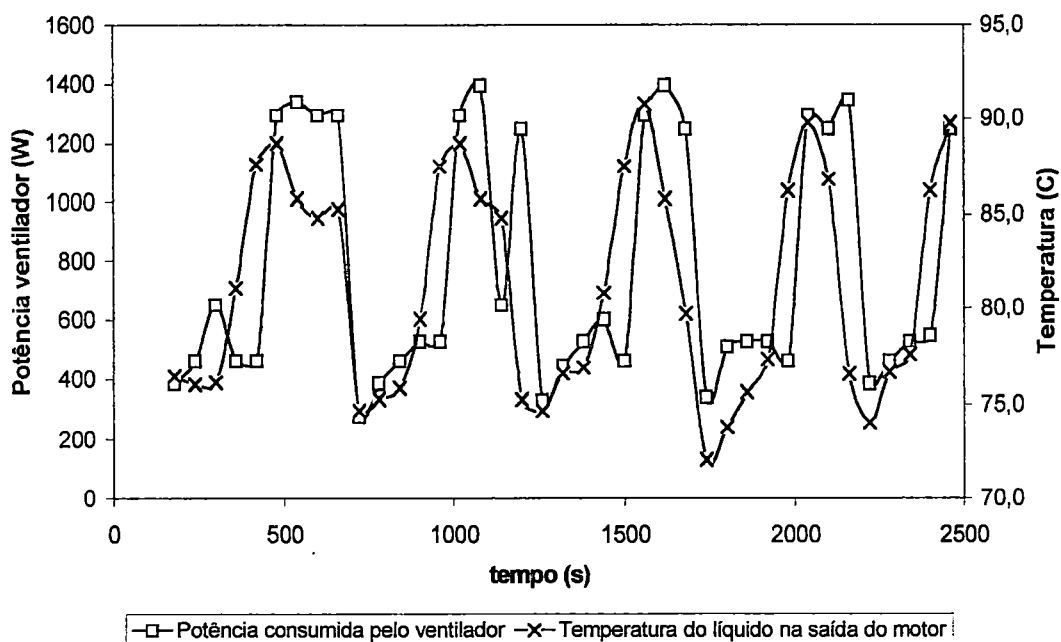


FIGURA 50- Variação da potência consumida pelo ventilador com a variação da temperatura do líquido na saída do motor.

6 – CONCLUSÕES

O modelo utilizado como base para o desenvolvimento do sistema computacional demonstrou-se eficiente na representação de todo o sistema de arrefecimento. Os resultados obtidos mostraram-se consistentes quando comparados com resultados obtidos em teses de campo.

O sistema computacional desenvolvido possibilita a obtenção de parâmetros para a análise de sistemas de arrefecimento em teste ou em projeto. Possibilita-se a análise conjunta dos circuitos de líquido e de ar de um sistema de arrefecimento em teste. Em um sistema de arrefecimento em teste permite a escolha objetiva e confiável de uma configuração entre várias testadas.

A partir dos resultados obtidos verifica-se a existência da necessidade de trabalhos específicos com os ventiladores, estudos aerodinâmicos com as pás e cubos com o objetivo de diminuir a potência consumida no ventilador. Um outro aspecto importante é o conhecimento do escoamento no interior da carenagem que liga o radiador e ventilador.

O sistema de acoplamento viscoso mostrou-se eficiente quando se trata dos períodos de acoplamento e desacoplamento, porém, nos períodos não acoplado a potência consumida no ventilador ainda é elevada, demonstrando a possibilidade de melhoras no sistema.

A utilização do sistema desenvolvido permitirá o conhecimento de parâmetros que poderão ser utilizados para o desenvolvimento de um novo sistema computacional capaz de realizar simulações de sistemas de refrigeração, diminuindo o número de testes de pista.

A metodologia desenvolvida contribuirá para o desenvolvimento de veículos mais econômicos, duráveis e menos poluentes.

6.1 – SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Desenvolvimento de um modelo mais abrangente que permita a simulação de um sistema de arrefecimento independentemente de testes de pista.

Estudo aerodinâmico para a melhoria dos ventiladores, entradas de ar do motor e escoamento do ar dentro do túnel do motor.

Desenvolvimento de estudos experimentais com o sistema de acoplamento com controle linear de velocidades, verificando a possibilidade de otimizar a utilização do ventilador.

Desenvolvimento e estudos com sistemas totalmente controlados por computador, conforme descrito no item 2.4. A vantagem deste tipo de sistema de arrefecimento é sua capacidade de modificar seus parâmetros de acordo com as condições do motor e condições ambientes.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANDERSSON, A. (1997). Installation influence on cooling fan air flow. *SAE Technical Papers Series*, n.971785, p.99-108.

BRABETZ, J.C.; PIKE, D.S. (1965). Engines like to be warm. *SAE Journal*, v.73, n.1, p.70-73, jan.

CASSIDY, R.L.; WHITE, T.Z. (1966). Flexible blade fan simplifies engine cooling. *SAE Journal*, v.74, n.3, p.64-65, mar.

CHIANG, E.C.; URSINI, V.J.; JOHNSON, J.H. (1982). A computer cooling system study of a diesel powered truck for control of transient coolant, oil and cab temperatures. *SAE Technical Papers Series*, n.821049, p.39-59.

CHIANG, E.C.; URSINI, V.J.; JOHNSON, J.H. (1982). Development and evaluation of a diesel powered truck cooling system computer simulation program. *SAE Technical Papers Series*, n.821048, p.19-38.

COWELL, T.A. (1990). A general method for the comparison of compact heat transfer surfaces. *Transactions of the ASME*, v.112, p.288-294, may.

COWELL, T.A.; HEIKAL, M.R.; ACHAICHA, A. (1995). Flow and heat transfer in compact louvered fin surfaces. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v.10, p.192-195.

CROOK, R.F.; JU-GER, J.S. (1985). Design of radiators for low flow cooling systems. *SAE Technical Paper Series*, n.851472, p.1-10.

CROUSE, W.H. (1971a). *Automotive engines*. Nova lorque, McGraw Hill. Cap.12, p.290-302: Automotive-engine cooling systems.

CROUSE, W.H. (1971b). *Automotive fuel, lubricating, and cooling system*. Nova lorque, McGraw Hill. Cap.13, p.313-334: Engine cooling system.

CRUZ, G.M.M. (1992). Impactos ambientais dos veículos automotores e seu controle. *SAE Technical Papers Series*, n.921525P.

KAZLAUSKAS, P.P.; FERRIS, D.R.; HERFURTH, W.R. (1961). Engine wear reduced by air flow control. *SAE Journal*, v.69, n.9, p.78-79, sept.

KERN, J.; AMBROS, P. (1997). Concepts for a controlled optimized vehicle engine cooling system. . *SAE Technical Papers Series*, n.971816, p.357-362.

LONDON, A.L. (1980). A brief history of compact heat exchanger technology. In: *The Winter Annual Meeting of the American Society of Mechanical Engineers*, Chicago, Illinois, p.16-21, nov.

MORI, Y.; NAKAYAMA, W. (1980). Recent advances in compact heat exchangers in Japan. In: *The Winter Annual Meeting of the American Society of Mechanical Engineers*, Chicago, Illinois, p.16-21, nov.

MORRIS, S.C.; FOSS, J.F. (1997). Performance measurements and detailed flow field observations for a light truck cooling fan. *SAE Technical Paper Series*, n.971794, p.175-181.

MORRIS, S.C.; FOSS, J.F.; PAKKALA, J.E. (1997). The automotive cooling fan research and development facility. *SAE Technical Papers Series*, n.971784, p.93-97.

NORRIS, P.M., HASTINGS, M.C., WEPFER, W.J. (1989). An experimental investigation of liquid coolant heat transfer in diesel engine. *SAE Technical Paper Series*, n.891898, p.1-7.

NORRIS, R.H.; SPOFFORD, W.A. (1942). High-performance fins for heat transfer. *Transaction of the ASME*, v.64, p.489-496, jul.

PARKHURST, D.A.; CASE, J.I. (1986). Cooling system design and standardization at J I Case. *SAE Technical Papers Series*, n.860766.

RICHARDS, R.R. (1985). Caterpillar 3406B air-to-air aftercooled truck engine. *SAE Technical Paper Series*, n.851474, p.1-16.

SAHNOUN, A.; WEBB, R.L. (1992). Prediction of heat transfe and friction for the louver fin geometry. *Journal of Heat Transfer*, v.114, p.893-900, nov.

SARTRE, P.; LALLEMAND, A. (1993). Modélisation du système de refroidissement d'un véhicule industriel. *Revue Générale de Thermique*, v.3, n.375-376, p.141-151, mars-avr.

SAUNDERS, L.P. (1936). Radiator development and car cooling. *SAE Journal*, v.39, n.6, p.496-516, dec.

SAVONEN, C.L.; CHIANG, E.C.; JOHNSON, J.H. (1984). The effects of ambient temperature and vehicle load on a diesel powered truck cooling system performance using a computer simulation program. *SAE Technical Paper Series*, n.841710, p.1-20.

SCHEFFER, C.E.; NIEPOTH, G.W. (1966). Tests show fuel economy effects of car design and driver factors. *SAE Journal*, v.74, n.10, p.46-47, oct.

SCHMIDT, R.C. (1964). Analisis of diesel cooling systems. *SAE Technical Paper Series*, n.640453, p.1-8.

SCHMIDT, R.C. (1965). Optimum core vital to best cooling system design. *SAE Journal*, v.73, n.1, p.79-79, jan.

SHIBATA, Y.; KURAMOCHI, T.; YAMAI, Y.; ESAKI, N. (1992). Development of a high-efficiency engine cooling fan system with improved fan outflow. *JSAE Review*, v.13, n.1, p.38-42, jan.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS (1981). SAE J1339 – *Test method for measuring power consumption of engine cooling fans*. Warrendale, PA.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS (1981). SAE J1342 – *Method for determining power consumption of engine cooling fan drive system*. Warrendale, PA.

WEBB, R.L. (1993). *Principles of enhanced heat transfer*. Nova Iorque, John Wiley & Sons. Cap.2, p.33-55: Heat transfer fundamentals. Cap.10, p.285-310: Fouling on enhanced surfaces.

WEBB, R.L.; TRAUGER, P. (1991). Flow structure in the louvered fin heat exchanger geometry. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v.4, p.205-217.

XU, Z.; JOHNSON, J.H. (1984). The design and testing of a computer-controlled cooling system for a diesel-powered truck. *SAE Technical Papers Series*, n.841712, p.1-15.

XU, Z.; JOHNSON, J.H.; CHIANG, E.C. (1984). A simulation study of a computer controlled cooling system for a diesel powered truck. *SAE Technical Papers Series*, n.841711, p.1-18.

OBRAS CONSULTADAS

BEJAN, A. (1993). *Heat transfer*. Nova Iorque, John Wiley & Sons. Cap.9, p.444-504: Heat exchangers.

*EMMENTAL, K.D. (1987). Engine cooling system. In: HUCHO, W.H. *Aerodynamics of road vehicles: from fluid mechanics to vehicle engineering*. Londres, Butterworths. Cap.9, p.355-375.

FRAAS, A.P. (1988). *Heat exchanger design*. Nova Iorque, John Wiley & Sons. Cap.4, p.70-86: Performance estimation.

JAMES, G. et al. (1993). *Advanced modern engineering mathematics*. Wokingham, Addison-Wesley Publishers Company.

NAGLE, R.K.; SAFF, E.B. (1994). *Fundamentals of differential equations and boundary value problems*. Nova Iorque, Addison-Wesley Publishing Company.



APÊNDICE 1

Desenvolver-se-á a resolução da equação do calor no radiador.

A partir da eq. (14) substituindo os termos a e b encontra-se a eq. (1) a seguir:

$$a \frac{\partial T(x,t)}{\partial t} + b \frac{\partial T(x,t)}{\partial x} = T_a - T(x,t) \quad (1)$$

Sendo $L[T(t)] = Y(p)$ a transformada de Laplace de $T(t)$ parametrizada em função x e $L[T(x)] = Z(s)$ a transformada de Laplace de $T(x)$ parametrizada em função de t . Verifica-se que:

$$L \left[\frac{\partial T(x,t)}{\partial t} \right] = pY(x,p) - T_i(x) \quad (2)$$

então escreve-se a equação do calor em Y :

$$(1+ap)Y(x,p) + b\dot{Y}(x,p) = aT_i(x) + \frac{T_a}{p} \quad (3)$$

onde $\dot{Y}(x,p)$ é a derivada de $Y(x,p)$ em relação a x . Os valores de a e b são supostos constantes em cada intervalo de tempo em que se realiza a resolução, porém eles variam de um intervalo para outro. Da mesma forma:

$$L \left[\dot{Y}(x,p) \right] = sZ(s,p) - Y(0,p) \quad (4)$$

a equação do calor é então escrita em Z:

$$(bs + ap + 1)Z(s, p) = bY(0, p) + aL[T_i(x)] + \frac{T_a}{ps} \quad (5)$$

logo:

$$Z(s, p) = \frac{1}{\left(s + \frac{a}{b}p + \frac{1}{b}\right)} Y(0, p) + \frac{1}{b} \frac{1}{\left(s + \frac{a}{b}p + \frac{1}{b}\right)} \left[aL[T_i(x)] + \frac{T_a}{ps} \right] \quad (6)$$

A resolução da equação do calor $T(x, t)$ é obtida por uma dupla transformação inversa da eq. (6). A primeira transformação conduz a função $Y(x, p)$:

$$Y(x, p) = Y(0, p)e^{-\frac{ap+1}{b}x} + \frac{a}{b} T_i(x) * e^{-\frac{ap+1}{b}x} + \frac{T_a}{pb} \frac{1 - e^{-\frac{ap+1}{b}x}}{\frac{a}{b}p + \frac{1}{b}} \quad (7)$$

$$Y(x, p) = e^{-\frac{x}{b}} Y(0, p)e^{-\frac{ap}{b}x} + \frac{a}{b} \int_0^x T_i(x-x') e^{-\frac{x}{b}} e^{-\frac{ap}{b}x'} dx' + \frac{T_a}{a} \frac{1}{p + \frac{1}{a}} \frac{1}{p} - e^{-\frac{x}{b}} \frac{T_a}{a} \frac{1}{p + \frac{1}{a}} \frac{1}{p} e^{-\frac{ap}{b}x}$$

A segunda transformação conduz a função $T(x, t)$:

$$T(x, t) = e^{-\frac{x}{b}} T_e(t) * \delta\left(t - \frac{ax}{b}\right) + \frac{a}{b} \int_0^x T_i(x-x') e^{-\frac{x'}{b}} \delta\left(t - \frac{ax}{b}\right) dx' + \frac{T_a}{a} \frac{H(t) - e^{-\frac{t}{a}}}{\frac{1}{a}} - e^{-\frac{x}{b}} \frac{T_a}{a} \frac{H(t) - e^{-\frac{t}{a}}}{\frac{1}{a}} * \delta\left(t - \frac{ax}{b}\right) \quad (8)$$

nesta equação, δ representa a função de Dirac e H a função de Heavyside.

Efetuada a mudança de variável $y' = ax'/b$ a integral da eq. (8) toma-se:

$$\int_0^x T_i(x-x')e^{-\frac{x'}{b}}\delta\left(t-\frac{ax'}{b}\right)dx' = \int_0^{\frac{ax}{b}} T_i\left(x-\frac{b}{a}y'\right)e^{-\frac{by'}{ab}}\delta(t-y')\frac{b}{a}dy' = \frac{b}{a}T_i\left(x-\frac{b}{a}t\right)e^{-\frac{t}{a}}$$

Desenvolvendo os termos dos produtos de convolução na eq. (8), adicionando a variável intermediária τ , depois utilizando as definições da função δ , obtém-se:

$$\begin{aligned} T(x,t) &= e^{-\frac{x}{b}} \left[\int_0^t \left\{ T_e(t-\tau) - T_a \left[H(t-\tau) - e^{-\frac{t-\tau}{a}} \right] \right\} \delta\left(\tau - \frac{a}{b}x\right) d\tau \right] + \\ &+ T_a \left[H(t) - e^{-\frac{t}{a}} \right] + T_i \left(x - \frac{b}{a}t \right) e^{-\frac{t}{a}} \Leftrightarrow T(x,t) = \\ &= e^{-\frac{x}{b}} \left[T_e\left(t - \frac{a}{b}x\right) - T_a \left[H\left(t - \frac{a}{b}x\right) - e^{-\frac{1}{a}\left(t - \frac{a}{b}x\right)} \right] \right] + T_a \left[H(t) - e^{-\frac{t}{a}} \right] + T_i \left(x - \frac{b}{a}t \right) e^{-\frac{t}{a}} \end{aligned} \quad (9)$$

observa-se que as expressões entre parênteses após T_e , T_i , H e δ não são produtos aplicados a estas funções mas são seus argumentos. Estas funções são nulas se seus argumentos são negativos.

APÊNDICE 2

Desenvolver-se-á a resolução da equação do calor no motor.

A partir da eq. (17) substituindo os termos a e b encontra-se a eq. (1) a seguir:

$$a \frac{\partial T(x,t)}{\partial t} + b \frac{\partial T(x,t)}{\partial x} = \varphi_e \quad (1)$$

Resolve-se a equação do calor para o motor do mesmo modo que para o radiador.

A equação do calor em Z é escrita:

$$\begin{aligned} (bs + ap)Z(s, p) &= bY(0, p) + aL[T_i(x)] + \frac{\varphi_e}{ps} \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow Z(s, p) &= \frac{1}{\left(s + \frac{a}{b}p\right)} Y(0, p) + \frac{1}{b} \frac{1}{\left(s + \frac{a}{b}p\right)} \left[aL[T_i(x)] + \frac{\varphi_e}{ps} \right] \end{aligned} \quad (2)$$

A resolução é obtida através de dupla transformada de Laplace da eq. (2). A primeira transformada conduz a função $Y(x, p)$,

$$\begin{aligned} Y(x, p) &= Y(0, p) e^{-\frac{ap}{b}x} + \frac{a}{b} T_i(x) * e^{-\frac{ap}{b}x} + \frac{\varphi_e}{pb} \frac{1 - e^{-\frac{ap}{b}x}}{\frac{a}{b}p} \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow Y(x, p) &= Y(0, p) e^{-\frac{ap}{b}x} + \frac{a}{b} \int_0^x T_i(x-x') e^{-\frac{ap}{b}x'} dx' + \frac{\varphi_e}{ap^2} - \frac{\varphi_e}{ap^2} e^{-\frac{ap}{b}x} \end{aligned} \quad (3)$$

A segunda transformada conduz a função $T(x,t)$:

$$T(x,t) = T_e(t) * \delta\left(t - \frac{ax}{b}\right) + \frac{a}{b} \int_0^x T_i(x-x') \delta\left(\frac{t-ax'}{b}\right) dx' + \frac{\varphi_e}{a} t - \frac{\varphi_e}{a} t * \delta\left(t - \frac{ax}{b}\right) \quad (4)$$

substituindo $y' = ax'/b$:

$$\int_0^x T_i(x-x') \delta\left(t - \frac{ax'}{b}\right) dx' = \int_0^{\frac{a}{b}x} T_i\left(x - \frac{b}{a}y'\right) \delta(t-y') \frac{b}{a} dy' = \frac{b}{a} T_i\left(x - \frac{b}{a}t\right) \quad (5)$$

Desenvolvendo os produtos de convolução, introduzindo a variável τ e utilizando a definição de δ , obtém-se:

$$\begin{aligned} T(x,t) &= \int_0^t \left\{ T_e(t-\tau) - \frac{\varphi_e}{a} \cdot [t-\tau] \right\} \delta\left(\tau - \frac{a}{b}x\right) d\tau + \frac{\varphi_e}{a} t + T_i\left(x - \frac{b}{a}t\right) \Leftrightarrow \\ &\Leftrightarrow T(x,t) = T_e\left(t - \frac{a}{b}x\right) - \frac{\varphi_e}{a} \cdot \left[t - \frac{a}{b}x \right] + \frac{\varphi_e}{a} + T_i\left(x - \frac{b}{a}t\right) \end{aligned} \quad (6)$$

Por propriedades de transformada de Laplace, as funções T_e e T_i são nulas se seus argumentos são negativos.

APÊNDICE 3

Neste apêndice será descrito o sistema de aquisição de dados utilizado durante os testes de pista. Descrever-se-á também alguns pontos de medidas no sistema de arrefecimento e motor do veículo e o esquema de teste desenvolvido para se atender as condições de maior solicitação do sistema de arrefecimento.

O sistema de aquisição de dados foi desenvolvido pela Indústria FAC Ltda utilizando o *software LabView* da *National Instruments*. O sistema faz a aquisição dos pontos medidos em tempo real, armazena os dados e possibilita o controle também em tempo real das principais variáveis do teste. O arquivo de dados gerado pelo sistema de aquisição é utilizado como arquivo de leitura pelo sistema computacional descrito no Capítulo 4.

O sistema de aquisição possibilita a aquisição de até noventa e seis canais. Estes canais incluem medidas de temperatura no sistema de arrefecimento, pressão, vazão, torque, condições ambientais, rotações, e alguns pontos que podem ser escolhidos ou determinados de acordo com a necessidade do teste.

O controle em tempo real das principais variáveis medidas durante o teste, proporcionado pelo sistema de aquisição de dados, é importante para o operador visualizar a evolução do teste. Caso algum comportamento do sistema de arrefecimento esteja incoerente, ele pode interromper o teste e realizar as modificações necessárias. Fatores como este podem significar diminuição de custo do teste. Outro fator que pode determinar a interrupção do teste é a condição ambiental. Caso as condições durante o teste estiverem fora de especificações das normas o operador pode optar pelo encerramento do teste.

O sistema permite a rastreabilidade de um teste de campo, ou seja, permite determinar o responsável pelo teste, os pontos medidos, os sensores e transdutores

utilizados no teste. Quanto a calibração dos transdutores, o sistema de aquisição garante que nenhum dos transdutores utilizados estejam com a calibração vencida. Caso o transdutor que esteja instalado no veículo para teste esteja com a calibração vencida, o programa do sistema de aquisição de dados avisa o operador, impedindo a continuação do teste. Os relatórios gerados pelo sistema de aquisição de dados são ferramentas que garantem a qualidade dos testes realizados.

A verificação do sistema de aquisição de dados foi realizada utilizando-se um motor Diesel eletrônico, o que poderia implicar em ruídos nos sinais do sistema de aquisição de dados. O padrão utilizado para a verificação do sistema de aquisição foi um calibrador *Cappo – Ecil*, nas temperaturas de 20, 60 e 200 °C. Utilizou-se, para fins de comparação, o registrador *Yokogawa* modelo *HR 300*, também ligado aos transdutores instalados no veículo. Na TABELA 1 a seguir, verifica-se os dados do registrador *Yokogawa* e do sistema de aquisição *National* a partir do padrão estabelecido.

TABELA 1 - Dados da calibração do sistema de aquisição.

Canal	Yokogawa HR 300			National (motor deslig.)			National (motor ligado)		
Ta	18.3	58.6	198.8	19.9	59.6	199.9	20.0	60.0	199.3
TSM	18.5	58.7	198.7	20.0	60.0	200.2	19.5	59.6	199.7
TEM	18.6	58.8	198.8	20.3	60.3	200.0	19.9	59.9	200.0
T1	18.7	58.9	199.0	20.0	59.9	200.1	20.3	60.0	200.0
T2V	18.3	58.5	198.5	20.1	60.1	199.8	20.2	59.7	200.0
T2S	19.1	59.1	198.9	20.9	60.4	200.2	20.1	60.1	199.8
T3	18.9	59.0	199.0	20.3	60.2	199.8	20.3	60.2	200.2
T3'	18.5	59.2	199.4	20.2	60.0	200.1	20.3	60.3	200.0
Tcart	19.2	59.1	199.0	20.0	60.2	200.1	20.5	60.4	200.2
Toet	19.1	59.0	199.2	20.0	59.8	200.1	20.5	60.2	200.2
Tocam	18.5	58.9	198.8	20.1	60.1	199.8	20.4	60.0	200.0
Tecom	18.5	58.7	198.9	20.2	60.2	200.1	20.4	60.4	200.1
Tscom	19.4	59.4	199.4	19.7	59.8	199.5	20.5	60.5	200.3
Tbim	19.0	59.2	199.6	20.2	60.1	200.0	20.4	60.1	199.9
RAD5	18.6	58.7	199.8	19.3	59.4	199.4	20.3	60.4	200.0

Padrão: calibrador *Cappo – Ecil* com as temperaturas de 20, 60 e 200°C

Uma visão geral do sistema de aquisição de dados instalado em um ônibus pode ser observada na FIGURA 1.

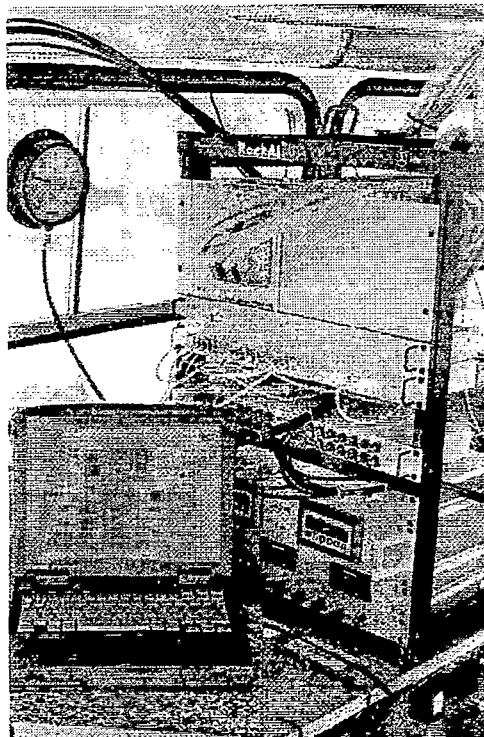


FIGURA 1 - Vista geral do sistema de aquisição de dados instalado em um veículo.

Um outro fator interessante durante os testes é a combinação de veículos necessária para se simular as condições de carga máxima para o motor, seja em torque máximo ou em potência máxima. A FIGURA 2 a seguir demonstra a combinação dos veículos.

Verifica-se o veículo em teste posicionado a frente dos outros. Todos os veículos estão carregados. Durante o teste o veículo em teste é conduzido em sua rotação de torque ou potência máxima (determinadas em bancos de provas). Durante o teste, os veículos traseiros são conduzidos com seu freio de serviço acionado, simulando a carga para o motor do veículo em teste e garantindo a manutenção da velocidade e rotação exigidas.

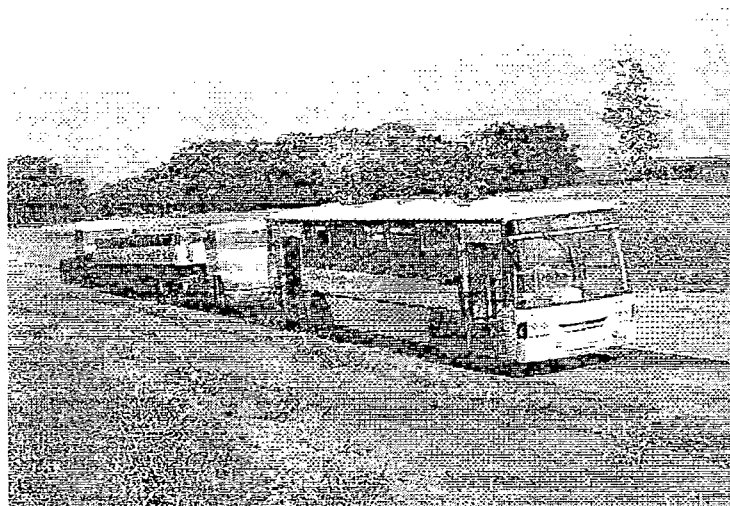


FIGURA 2 - Combinação de veículos durante o teste de pista.

Uma fase anterior ao teste de pista é a fase de instrumentação do veículo. De acordo com o teste que se deseja realizar instrumenta-se o veículo de uma maneira. Nos testes de sistema de arrefecimento geralmente mede-se temperaturas do líquido e do ar, pressões, rotações do motor e ventilador. Nas FIGURAS a seguir observa-se exemplos de um motor instrumentado, tanto em uma visão geral quanto em alguns detalhes.

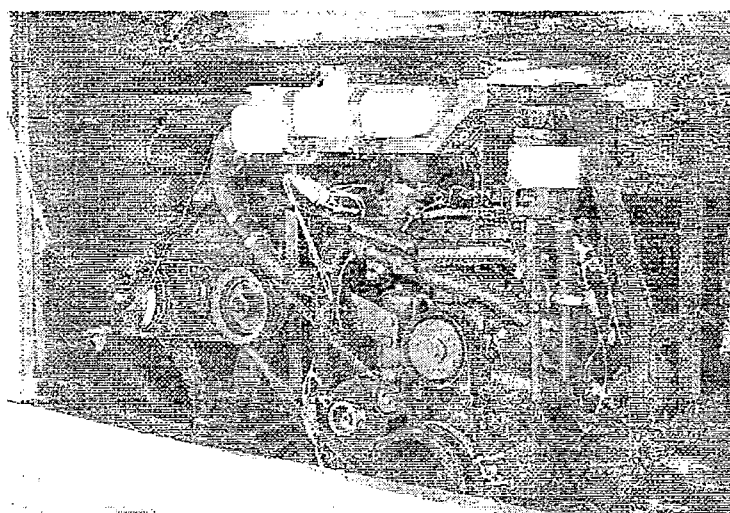


FIGURA 3 – Vista geral de um motor instrumentado.

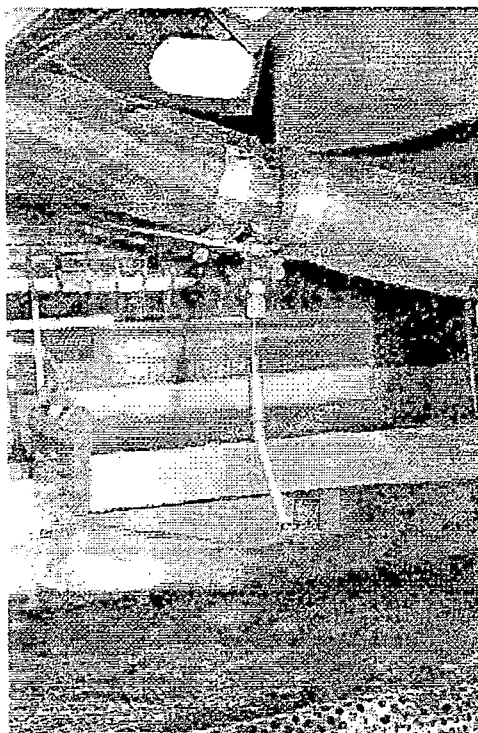


FIGURA 4 - Exemplo de medição da temperatura do líquido utilizando um termopar.

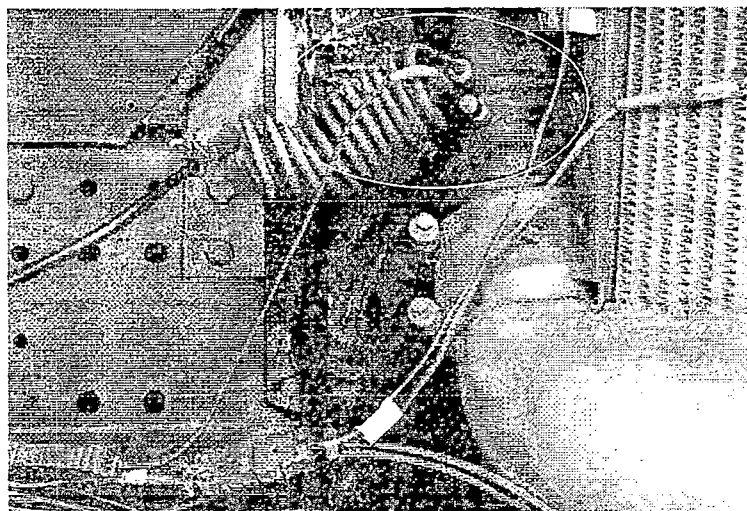


FIGURA 5 - Destaque para a medição da temperatura e pressão do ar nas tubulações ligadas ao radiador de ar do veículo.

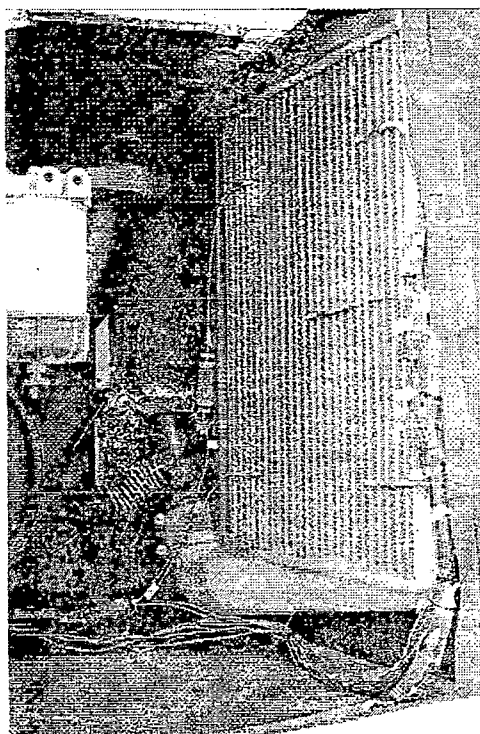


FIGURA 6 - Destaque para as medições da temperatura do ar que passou pelo radiador de ar.

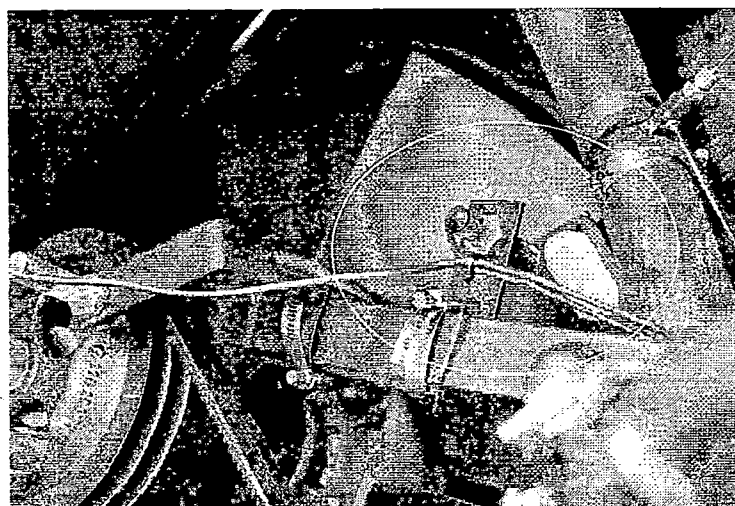


FIGURA 7 - Observa-se vários pontos de medições: temperatura do líquido, e rotações. Destaque para a medição de rotação no ventilador.

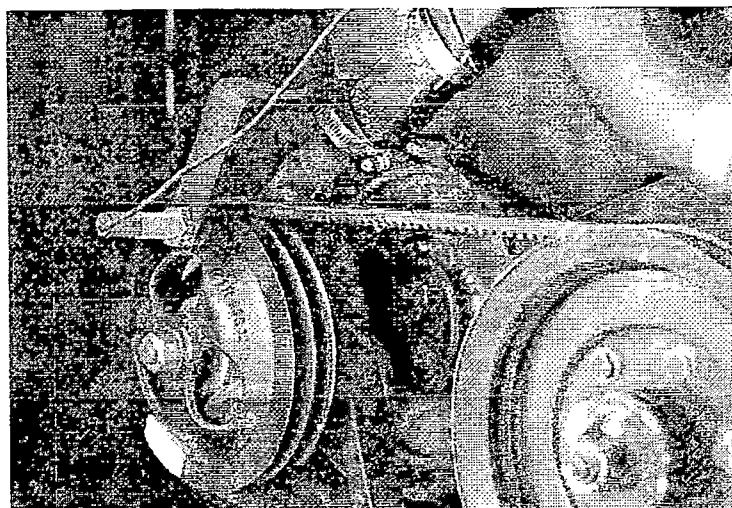


FIGURA 8 - Medição da rotação na polia do ventilador no sistema de ligação motor - ventilador.

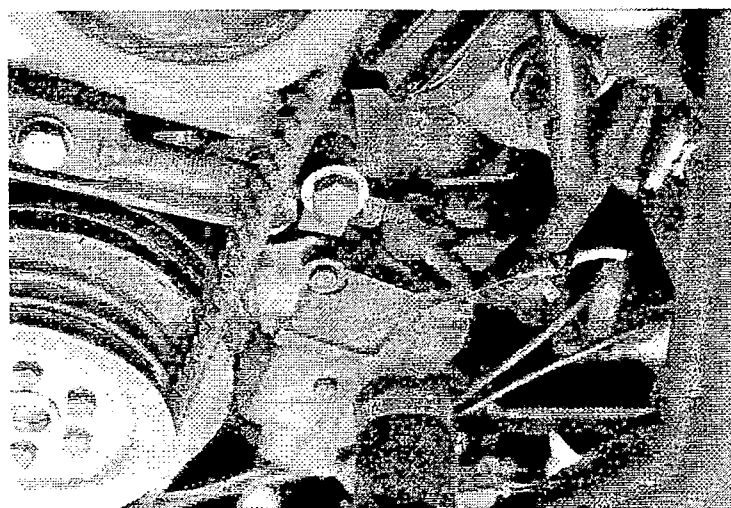


FIGURA 9 - Destaque para termopar instalado para a medição da temperatura do ar no compartimento do motor.

Desta maneira realiza-se a aquisição dos dados utilizados como entrada no sistema computacional desenvolvido no Capítulo 4.