

WESLEY BOLOGNESI PRADO

**SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE ARREFECIMENTO DE
MOTORES DIESEL EM MATLAB – SIMULINK**

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

Serviço de Pós-Graduação EESC/USP

EXEMPLAR REVISADO

Data de entrada no Serviço... 08 / 01 / 2007

Ass.: *maisa*

São Carlos
2005

DEDALUS - Acervo - EESC



31100053875

Class.	TESE ✓
Cutt.	1477
Tombo	T008/07
Sysno	1569289

Aos meus avós, Assumpta
e Santo (in memorian),
pelo constante apoio.

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

P896s	Prado, Wesley Bolognesi Simulação do sistema de arrefecimento de motores diesel em Matlab- / Wesley Bolognesi Prado. -- São Carlos, 2005.
	Dissertação (Mestrado) -- Escola de Engenharia de São Carlos-Universidade de São Paulo, 2005. Área: Engenharia Mecânica. Orientador: Prof. Dr. Antônio Carlos Canale.
	1. Sistema de arrefecimento. 2. Motores. 3. Simulação. Título.

Aos meus pais, Neuza e Eduardo,
por toda a dedicação e incentivo.

FOLHA DE JULGAMENTO

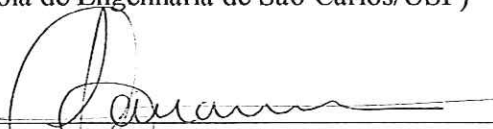
Candidato: Engenheiro **WESLEY BOLOGNESI PRADO**

Dissertação defendida e julgada em 08-03-2006 perante a Comissão Julgadora:




Prof. Dr. **ANTONIO CARLOS CANALE (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

aprovado



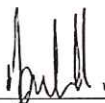
Prof. Dr. **LUIS CARLOS PASSARINI**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

aprovado



Engenheiro **CAMILO ABDUCH ADAS**
(Daimler Chrysler do Brasil)

Aprovado



Prof. Associado **JONAS DE CARVALHO**
Coordenador do Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica



Profª. Titular **MARIA DO CARMO CALJURI**
Presidente da Comissão de Pós-Graduação

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Antônio Carlos Canale, pela orientação e pelo constante incentivo na realização deste trabalho.

Ao Conselho Nacional de Pesquisa – CNPq, pela bolsa auxílio concedida.

Ao amigo Juan Carlos Horta Gutiérrez, pelos conselhos, revisões e sugestões para este trabalho e pela amizade que sempre demonstrou.

Aos colegas do Departamento de Engenharia de Materiais, Aeronáutica e Automobilística da EESC-USP pelo apoio.

Aos amigos André L. Fontes, Denise Hamada, Mariele Diniz, Rosalvo Piotto e Tiago Remoto pelo incentivo em todos os momentos.

Ao meu irmão Alysson pelo exemplo.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	III
LISTA DE TABELAS	VI
LISTA DE SÍMBOLOS	VII
RESUMO	IX
ABSTRACT	X
1 INTRODUÇÃO	1
2 REVISÃO DA BIBLIOGRAFIA	4
2.1 Conceitos de Transferência de Calor via Líquido de Arrefecimento	4
2.2 Fundamentos Básicos do Sistema de Arrefecimento	8
2.3 Propósito de um Sistema de Arrefecimento	13
2.4 Evolução do Sistema de Arrefecimento	14
2.5 Características da Temperatura de Funcionamento do Motor	15
2.6 Sistemas Controlados por Computador	20
2.7 Simulação do Sistema de Arrefecimento	26
2.8 Características dos Radiadores	27
2.9 Termostato e Acoplamento Viscoso	34
2.9.1 Termostato	34
2.9.2 Acoplamento Viscoso	35
2.10 Estudos Sobre a Circulação de Ar	39
3 METODOLOGIA	43
3.1 Estudo do Circuito de Líquido	44
3.1.1 Fluxo Térmico Cedido pelo Motor ao Líquido de Arrefecimento	46
3.1.2 Princípios da Modelagem	46
3.1.3 Resolução da Equação de Calor	47

4 DESCRIÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL	51
5 RESULTADOS	55
6 CONCLUSÕES	65
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	67
OBRAS CONSULTADAS	71
APÊNDICE 1	74
APÊNDICE 2	77
ANEXO A	78
ANEXO B	79
ANEXO C	80

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 -Transferência de calor e correspondente gradiente de temperatura através da parede de um cilindro. Heisler (1995).	6
FIGURA 2 - Relação entre a transferência de calor e a diferença de temperatura metal-líquido. Heisler (1995)	7
FIGURA 3 – Tipos de Radiadores. Saunders (1936)	15
FIGURA 4 – Influência da temperatura do líquido de arrefecimento na economia de combustível. Brabetz e Pike (1965)	17
FIGURA 5 – Influência da temperatura no desgaste do motor. Brabetz e Pike (1965)	17
FIGURA 6 – Influência da temperatura ambiente e da distância percorrida na economia de combustível. Scheffler e Niepoth (1966)	18
FIGURA 7 - Similaridade da rejeição de calor para o refrigerante para motores de alumínio e ferro fundido. Fenton (1986).	19
FIGURA 8 – Diagrama de blocos do sistema tradicional. Xu et al (1984).	21
FIGURA 9 – Diagrama de blocos do sistema controlado por computador. Xu et al (1984).	22
FIGURA 10 – Termostato modificado. Xu e Johnson (1984)	23
FIGURA 11 – Comportamento do termostato convencional e modificado. Xu e Johnson (1984).	23
FIGURA 12 – Potência gasta com acionamento de bomba d'água e ventilador. Kern e Ambros (1997).	25
FIGURA 13 – Comparação da eficiência do retardador. Kern e Ambros (1997).	25

FIGURA 14 – Esquema de construção do núcleo do radiador. Heisler (1995)	30
FIGURA 15 - Esquema de construção do núcleo do radiador. Heisler (1995)	31
FIGURA 16 - Esquema de construção do núcleo do radiador. Heisler (1995)	32
FIGURA 17 - Efeito da Má-distribuição do Fluxo de Ar no Arrefecimento. Fenton (1986)	33
FIGURA 18 – Efeitos da instalação do ventilador	33
FIGURA 19 – Esquema de um termostato. Heisler(1995).	35
FIGURA 20 – Acoplamento viscoso sensível a temperatura do ar. Heisler (1995).	38
FIGURA 21 – Características do acoplamento viscoso e do consumo de energia. Heisler(1995).	39
FIGURA 22 – Configuração convencional e nova das pás do ventilador. Shibata, Shimonosono e Yamai (1992)	40
FIGURA 23 – Ventilador convencional e anel circundante. Shimada, Kimura e Watanabe (2003).	41
FIGURA 24 – Características de sistemas de acionamento de ventiladores. Lee, Lee e Koo (1998).	42
FIGURA 25 – Esquema do circuito de líquido refrigerante. SARTRE (1993)	44
FIGURA 26 – Ciclo de funcionamento do termostato. SARTRE (1993)	45
FIGURA 27 – Subsistemas do <i>software</i> em <i>Matlab-Simulink</i>	52
FIGURA 28 – <i>Workspace</i> do <i>software</i> em <i>Matlab</i>	54
FIGURA 29 – Evolução da temperatura de saída do Motor e Radiador em dependência do tempo.	57
FIGURA 30 – Fluxo térmico aleatório cedido pelo motor ao líquido de arrefecimento	58
FIGURA 31 – Abertura do termostato	59
FIGURA 32 – Temperatura de saída do Motor e Radiador	60
FIGURA 33 – Influência da Temperatura Ambiente na Temperatura de Saída do Motor	61
FIGURA 34 - Influência do Coeficiente Global de Transferência de calor	62

FIGURA 35 – Influência da temperatura de abertura e fechamento do termostato na temperatura de saída do motor.

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 – Coeficientes utilizados na equação de calor.....	47
TABELA 2 – Dados fixos utilizados na simulação.....	55
TABELA 3 – Dados referentes à Figura 29.....	56
TABELA 4 – Dados referentes à Figura 32.....	59
TABELA 5 – Dados referentes à Figura 33.....	60
TABELA 6 – Dados referentes à Figura 34.....	62
TABELA 7 - Dados referentes à Figura 35.....	63

LISTA DE SÍMBOLOS

$C_{1,2}$	Constantes experimentais	
c_{p_e}	Calor específico do líquido de arrefecimento	J/kg.K
K_{fr}	Coefficiente global de transferência de calor	W/m ² .K
K1	Ganho na troca de calor no radiador	
K2	Ganho na troca de calor no motor	
\dot{m}	Vazão mássica de líquido refrigerante	kg/s
\dot{m}_f	Vazão mássica de combustível	kg/s
MAX	Valor máximo de uma determinada variável	
N_{mot}	Rotação do motor	rpm
S	Área do tubo característico	m ²
S_{fr_e}	Superfície frontal por unidade de comprimento	m
t	Tempo	s
TA	Temperatura ambiente	K
TCT	Temperatura de controle do termostato	K
TCV	Temperatura de controle do ventilador	K
Te	Temperatura de entrada	K
Ti	Temperatura inicial da água no radiador	K
TL	Temperatura de realimentação	K
Tp	Temperatura da parede	K
Ts	Temperatura de saída	K
T(x,t)	Temperatura do líquido de arrefecimento em função do tempo e da posição no circuito de líquido	K
Var	Velocidade do ar	K
\dot{v}_e	Vazão de líquido refrigerante	m ³ /s
x	Distância ao longo do circuito de líquido	m

α	Fração de líquido no radiador	
Φ_e	Fluxo térmico	W
λ	Condutividade térmica do líquido refrigerante	W/m.K
μ_e	Massa de líquido equivalente a massa do sistema real	kg/m
ρ_e	Densidade do líquido de arrefecimento	kg/m ³
θ_{ia}	Temperatura inicial de abertura do termostato	K
θ_{if}	Temperatura inicial de fechamento do termostato	K
θ_{fa}	Temperatura final de abertura do termostato	K
θ_{ff}	Temperatura final de fechamento do termostato	K
φ_e	Potência térmica dissipada ao líquido de arrefecimento por unidade de comprimento	W/m

RESUMO

PRADO, W. B. (2005). *Simulação do sistema de arrefecimento de motores Diesel em Matlab – Simulink*. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2005

Programa computacional em *Matlab – Simulink* para simular o comportamento do sistema de arrefecimento de veículos comerciais (vans, ônibus e caminhões) equipados com motores Diesel. O programa está embasado em uma modelagem matemática que visa caracterizar o funcionamento dos componentes principais do sistema: motor, radiador, termostato, by-pass e bomba d'água. Tendo como entrada dados característicos do veículo em estudo, o programa computacional fornece a distribuição de temperatura ao longo do tempo para o líquido de arrefecimento – parâmetro preponderante em uma análise do sistema. Os resultados da simulação permitem aos projetistas prever a atuação do sistema de arrefecimento em diversas condições, o que possibilita a realização de um número menor de testes de pista. Os benefícios de um sistema de arrefecimento projetado adequadamente podem ser notados em relação à economia de combustível, ao aumento de desempenho e à redução do desgaste de determinadas peças do motor e da emissão de poluentes.

Palavras-chave: sistema de arrefecimento, motores, simulação.

ABSTRACT

PRADO, W. B. (2005). *Simulation of Diesel Engine Cooling System in Matlab-Simulink*. M. Sc. Dissertation – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2005.

A software was developed having *Matlab - Simulink* as basis and it simulates the behavior of the cooling system in commercial vehicles (vans, bus and trucks) equipped with Diesel engines. The program is based on mathematical models to describe the main components of the system: engine, radiator, thermostat, by-pass and water pump. Having as input data the features of the vehicle in studied, the software supplies the cooling fluid temperature distribution during certain time - preponderant parameter in the analysis of the system. The results of the simulation allow the designers to foresee the cooling system performance in several conditions, decreasing the number of track tests. The benefits of an adequate designed cooling system project can be noticed considering fuel economy, performance improvement and decrease of wearing of specific parts in the engine as well as pollutant emissions.

Keywords: cooling system, engine, simulation

1 INTRODUÇÃO

Sob o ponto de vista termodinâmico, um motor apresentaria rendimento ideal se conseguisse converter toda a energia nele injetada através da mistura ar/combustível em trabalho útil. Na prática ocorrem perdas durante o processo de combustão, caracterizadas pela transferência de calor proveniente da queima dos gases na câmara de combustão para as paredes e destas para o restante do bloco do motor.

Entretanto, os materiais convencionais dos motores impõem limitações na máxima temperatura permitida no cilindro; acima de determinada temperatura limite ocorre a quebra do filme de óleo que provoca desgaste inaceitável do motor e sob temperaturas mais altas e carga térmica cíclica, a fadiga do metal se acelera.

Baseado na necessidade de manter temperaturas adequadas dos materiais constituintes do motor é que se justifica a existência de um sistema de arrefecimento que possa dissipar a energia para o ambiente. O projeto do sistema de arrefecimento pode ser considerado um compromisso entre obter uma boa eficiência do motor e ainda manter a confiabilidade e a durabilidade.

Durante muitos anos, no projeto do sistema de arrefecimento, usou-se uma filosofia básica: projetar o sistema de arrefecimento para máxima potência. Embora esta abordagem garantisse suficiente refrigeração ao motor, para as demais condições de carga e rotação havia um resfriamento excessivo e conseqüente redução na eficiência térmica do motor.

Operar o motor muito frio resulta em diversas implicações: aumento no consumo de combustível, aumento na diluição do óleo, tendência de formação de sedimentos e oxidação e aumento na emissão de poluentes para a atmosfera. Além desses fatores, a temperatura de operação do motor tem influência na temperatura de admissão da mistura ar-combustível, o que determina o grau de combustível vaporizado e as condições da mistura para uma combustão eficiente.

Com o objetivo de manter uma temperatura adequada de funcionamento do motor foram introduzidos elementos no sistema de arrefecimento que são acionados em temperaturas previamente definidas - os principais são: o termostato e o ventilador. O ventilador é um componente que necessita de uma atenção especial pois, quando acionado, consome potência do motor que poderia ser convertida em maior trabalho útil disponível.

Baseados nesses fatores, estudos têm sido feitos no sentido de prever o comportamento do sistema de arrefecimento e permitir uma escolha adequada de seus componentes. Um sistema de arrefecimento adequado caracteriza-se por um curto período de aquecimento e pela manutenção da temperatura adequada com o mínimo uso do ventilador.

Fundamentado nas razões acima expostas foi definido como objetivo deste trabalho o desenvolvimento de um modelo computacional em *Matlab-Simulink* baseado na modelagem matemática dos constituintes principais do circuito percorrido pelo líquido refrigerante: motor, radiador, tubulações, bypass, termostato e bomba d'água. O modelo computacional teria como dados de entrada as características do veículo a ser estudado e permitiria prever o comportamento da temperatura do líquido de arrefecimento ao longo do tempo para diferentes condições ambientais e de carregamento do veículo.

De posse dessa avaliação prévia do comportamento do sistema, o projetista de sistema de arrefecimento tem condições de especificar componentes adequados para um determinado veículo. Estando próximo da

condição ideal de funcionamento, a quantidade de custosos testes finais de pista pode ser reduzida.

Por intermédio deste trabalho espera-se estar contribuindo para uma redução na emissão de poluentes e conseqüente preservação ambiental, por permitir ao motor trabalhar em uma temperatura adequada, e para uma diminuição do consumo de combustível - parcela considerável dos gastos com transporte de cargas e passageiros.

No Capítulo 2 faz-se uma revisão da literatura existente sobre o assunto, visando apresentar os fundamentos necessários à compreensão do restante do trabalho desenvolvido.

No Capítulo 3 é mostrada a metodologia, composta pela formulação matemática necessária para a construção do modelo computacional. Serão equacionados os componentes principais do circuito de líquido.

No Capítulo 4 descreve-se a elaboração do programa computacional em Matlab -Simulink, mostrando como foi estruturado e seus subsistemas principais.

O Capítulo 5 dedica-se à análise dos resultados obtidos nas simulações, priorizando a variação de parâmetros e análise da influência destes no comportamento do sistema de arrefecimento.

No Capítulo 6 são apresentadas as conclusões obtidas do trabalho, bem como sugestões para trabalhos futuros envolvendo o assunto abordado.

Ainda foram incluídas no trabalho as Referências Bibliográficas, as Obras Consultadas e os Apêndices que possuem o desenvolvimento matemático necessário para a obtenção das equações que caracterizam o motor e o radiador e que estão presentes no capítulo referente a metodologia.

2 REVISÃO DA BIBLIOGRAFIA

Neste capítulo é feita uma abordagem dos assuntos relevantes à compreensão do sistema de arrefecimento - fundamentalmente de motores Diesel - baseada na literatura existente.

2.1 CONCEITOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR VIA LÍQUIDO DE ARREFECIMENTO

Calor é transferido por radiação e convecção através dos gases que compõem os produtos da combustão para as paredes de metal e também por condução através das paredes do cilindro, por convecção através do líquido refrigerante e, finalmente, por convecção e radiação o calor é dissipado para a atmosfera circundante.

Estudos têm sugerido que de 20% a 30% do calor gerado no interior dos cilindros do motor é transferido para suas paredes durante cada ciclo da combustão e este calor é então transportado, por intermédio do fluido refrigerante para os tubos do radiador. A fase final do processo de remoção de calor do sistema de arrefecimento é alcançada forçando a passagem do ar através das células do radiador. O ar contendo parte da energia térmica resultante do processo de combustão é liberado para a atmosfera.

A transferência de calor de uma superfície de metal para um líquido refrigerante é basicamente dependente dos seguintes fatores: condutividade térmica, gradiente de temperatura e fluxo de calor.

A condutividade térmica do metal pode ser definida como o fluxo de calor por unidade de área por unidade de tempo quando a temperatura diminui

1°C em uma unidade de distância. Frequentemente ocorre depósito de carbono na superfície do metal da câmara de combustão, que comumente aumenta a resistência ao fluxo de calor através das paredes, alterando o valor da condutividade térmica.

A diferença de temperatura entre as paredes do cilindro metálico (entre o lado interno da câmara de combustão e o lado externo de passagem do líquido refrigerante) é comumente chamada de gradiente de temperatura. Em geral o gradiente de temperatura é definido como sendo a queda de temperatura ao longo de uma unidade de largura da seção. O gradiente de temperatura é inversamente proporcional à condutividade térmica. Manter a espessura da parede no mínimo ajuda a reduzir consideravelmente o gradiente de temperatura entre as superfícies interna e externa.

Pode-se definir o fluxo de calor como sendo a condutividade térmica multiplicada pelo gradiente de temperatura. Com baixo fluxo de calor, o calor pode ser transferido da superfície do metal para um líquido refrigerante por convecção forçada, mas quando o motor é submetido à condição de carga elevada e maior rotação, esta forma de transferência de calor se transforma em ebulição nucleada, que gera maior fluxo de calor.

O calor da combustão é transferido em todas as direções para o metal da câmara de combustão, paredes dos cilindros e pistões por radiação direta e por correntes convectivas dos gases que se atritam com uma fina camada de gases praticamente estática que se forma na superfície do metal. Um delgado filme de óleo normalmente existe entre a camada de gás estagnado e as paredes do cilindro, considerando uma fina camada de carbono que separa o gás estagnado das paredes do metal, tanto da câmara de combustão quanto da cabeça do pistão.

Calor então flui através das paredes do metal com a mínima resistência mostrada pelo pequeno gradiente de temperatura. Para que haja um material condutor de calor perfeito não deve haver gradiente de temperatura, isto é, a temperatura em ambos os lados da parede deve ser similar.

Uma cobertura de produtos corrosivos, sedimentos e contaminações do líquido refrigerante se forma na parede externa do cilindro metálico (duto de passagem do refrigerante) e, próximo à esta, um filme de contato relativamente estático que separa o líquido refrigerante em movimento da camada de sedimento ao redor do corpo do cilindro.

A forma como o gradiente de temperatura varia indica a magnitude da resistência do fluxo de calor. Deste modo, pode ser visto que o filme de gás oferece a maior resistência ao fluxo de calor, seguido em ordem descendente pela camada de sedimentos, filme de óleo, filme de líquido estagnado, enquanto a menor resistência ao fluxo é dada pela própria parede de metal. A Figura 1 ilustra, em corte transversal, a transferência de calor e o correspondente gradiente de temperatura através da parede do cilindro.

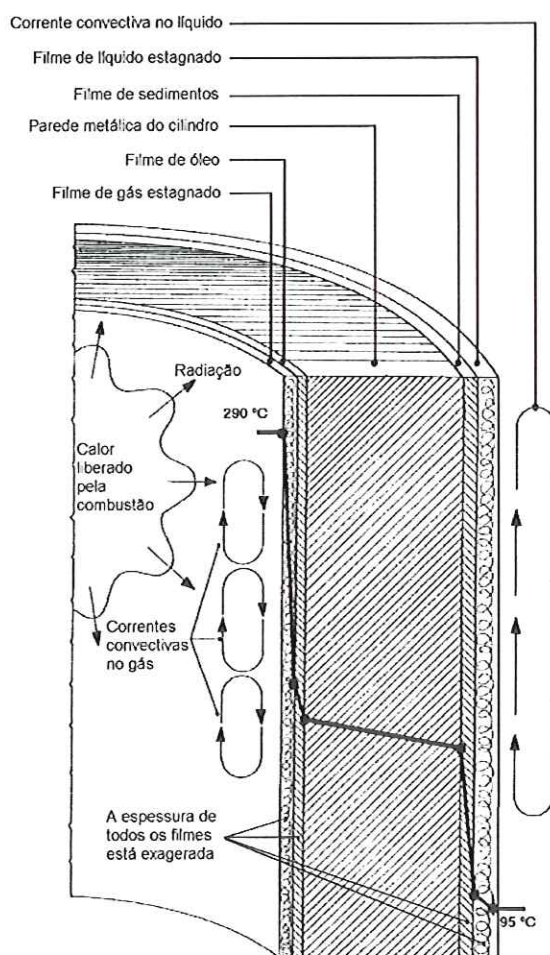


FIGURA 1 -Transferência de calor e correspondente gradiente de temperatura através da parede de um cilindro. Heisler (1995).

Calor é transferido da cavidade e das paredes do cilindro para o líquido refrigerante em um número de fases de convecção ou semi-convecção que dependem das taxas de fluxo de calor através do metal por unidade de área e da diferença de temperatura entre a superfície do metal e do líquido refrigerante. As diferentes fases de convecção relacionadas com o aumento do fluxo de calor e a diferença de temperatura entre a superfície quente do metal e o líquido refrigerante são mostradas na Figura 2 a seguir.

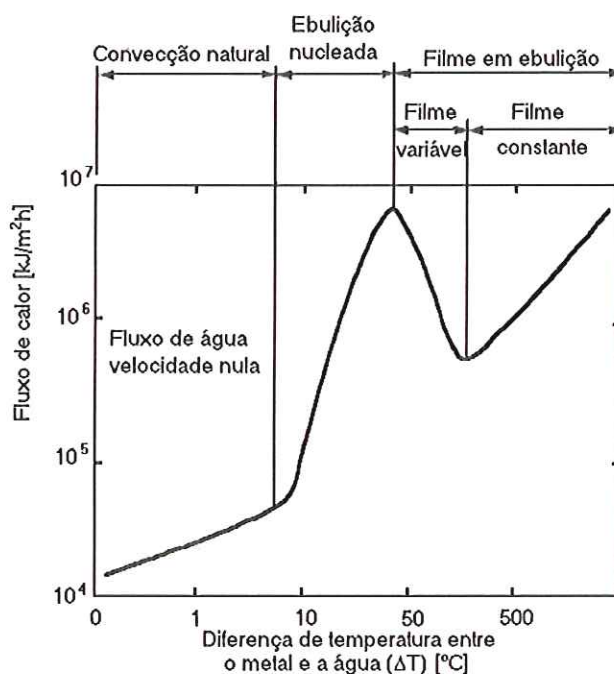


FIGURA 2 - Relação entre a transferência de calor e a diferença de temperatura metal-líquido. Heisler (1995)

Na fase de convecção forçada ocorre baixo fluxo de calor através do metal, não ocorre ebulição e o movimento do líquido refrigerante é por convecção livre ou por convecção forçada causada por uma bomba d'água. Em sistemas de arrefecimento, especialmente nos locais onde o fluxo para o metal é relativamente baixo, este é o mecanismo convectivo mais comum de transferência de calor.

Ao aumentar a carga ou a rotação do motor, o fluxo de calor ao metal aumenta até a formação de pequenas bolhas em determinadas regiões da superfície de metal. A ebulição nucleada envolve a geração e o

desenvolvimento de bolhas de vapor que se locomovem dentro do fluido causando agitação que resulta em melhora considerável na transferência de calor.

Estando o motor submetido às severas condições de operação, as bolhas de vapor aumentam de tamanho e quantidade, dificultando o acesso do líquido de arrefecimento à superfície quente do metal. Quando o fluxo de calor se torna crítico, a superfície quente repentinamente se recobre de uma camada de bolhas individuais que se unem na forma de um filme. Sob esta condição, este filme de bolhas dificulta a liberação de calor da superfície do metal, tornando a temperatura dessas regiões muito mais elevada que das regiões circundantes.

Se a superfície do metal suporta um filme instável de bolhas suportar um aumento de temperatura, o fluxo de calor pode aumentar até o momento em que se estabelece um filme de bolhas estável. Com um filme estável, a transferência de calor é principalmente mantida por condução e radiação através do filme de vapor, mas esta fase não é comumente experimentada em sistemas de arrefecimento típicos.

2.2 FUNDAMENTOS BÁSICOS DO SISTEMA DE ARREFECIMENTO

O sistema de arrefecimento é composto por um conjunto de dispositivos mecânicos e elétricos responsáveis pela manutenção da temperatura do motor em níveis adequados de funcionamento.

O calor que se extrai por refrigeração forçada dos cilindros do motor é transferido para o ar que o circunda. O meio que resfria o cilindro, e seu estado, pode ser diverso. Desta forma, se distinguem os seguintes sistemas de refrigeração:

- por líquido, no qual se utiliza água e outros líquidos que fervem em altas temperaturas como meio de resfriamento;
- por ar, no qual as peças se refrigeram por correntes de ar;

- por evaporação, que extraem calor por vaporização do líquido que banha as peças aquecidas.

Nos motores de automóveis são utilizados os dois primeiros sistemas de refrigeração. Quando a refrigeração é por líquido, o estado térmico do motor se avalia pela temperatura do líquido de refrigeração e do óleo e quando é por ar se avalia pela temperatura do óleo. Em veículos equipados com motor Diesel, devido à necessidade de dissipar uma quantidade maior de energia, utiliza-se sistemas de arrefecimento por líquido.

O calor extraído do motor se compõe de uma parte que se desprende do cilindro - mas que não se converte em energia mecânica nem é arrastado pelos gases queimados - e do calor que se produz devido ao atrito das peças móveis.

A maior parte do calor extraído vai para o meio circundante através do sistema de refrigeração, e o restante, ao óleo e diretamente ao meio circundante irradiado pelas superfícies externas das peças do motor.

No sistema de refrigeração por líquido, o líquido que circula recebe a energia térmica das paredes dos cilindros, da parte traseira do bloco do motor, de outras peças banhadas e transmite essa energia ao meio circunvizinho através do radiador.

Nos motores empregados atualmente utiliza-se o sistema de refrigeração por líquido do tipo fechado com circulação forçada e com um ou dois sistemas de regulação, pela temperatura do líquido e do ar.

O sistema de refrigeração forçada é composto, basicamente, dos seguintes elementos: dutos de refrigeração dos cilindros, bomba d' água, radiador, ventilador, dispositivos auxiliares e aparatos de medição e controle. A seguir faz-se uma breve caracterização de alguns desses componentes.

1. *Dutos de refrigeração*

Os dutos de refrigeração dos cilindros e do cabeçote são projetados levando-se em consideração a solidez do bloco e a tecnologia da sua fabricação. A velocidade do fluxo de água que passa por estes dutos oscila de 0,5 a 1,0 m/s. Para que a refrigeração de todos os cilindros seja a mesma, o líquido refrigerante se conduz internamente para cada cilindro. Para isto são feitos canais dentro do bloco, aos quais se envia o líquido refrigerante que irriga os cilindros através dos orifícios que existem nas paredes desses canais.

As cavidades devem ter uma forma tal que quando o sistema se enche com líquido refrigerante, não podem ser formados tampões de vapor ou de ar.

2. *Bomba d' água*

No sistema de arrefecimento do motor se utiliza geralmente uma bomba do tipo centrífugo. A bomba consiste de uma caixa com entrada e saída d'água e um rotor. O rotor é uma placa montada no eixo da bomba com uma série de lâminas planas ou curvadas. Quando o rotor se movimenta, a água entre as lâminas é eliminada pela força centrífuga e é forçada em direção ao duto de saída e na direção do bloco do cilindro. O eixo de transmissão da bomba, que compõe uma peça com o motor, recebe o movimento por meio de uma transmissão de correia trapezoidal e de uma polia que há no extremo dianteiro do eixo de manivela do motor.

A pressão máxima que a bomba cria depende da resistência do sistema de refrigeração. Para o funcionamento normal do sistema, a pressão de qualquer ponto do percurso do líquido deve ser menor que sua pressão de vaporização. A potência gasta para mover a bomba está entre 0,25 e 0,5 % da potência efetiva do motor.

3. *Radiador*

O radiador tem como função extrair o calor da água e entregá-lo ao ambiente. Para que o efeito refrigerante do radiador seja maior, o fluxo de água quente que chega do motor passa internamente por pequenos dutos por entre

os quais flui forçadamente o ar circundante. Desta forma ocorre o fluxo de calor das paredes dos dutos do radiador para o ar.

Por se tratar de um elemento de grande importância e complexidade no sistema de arrefecimento, à frente será feita uma descrição mais detalhada.

4. Ventilador

Com o objetivo de aumentar a circulação de ar dentro do compartimento do motor, forçar um maior fluxo através do radiador e com isto aumentar a dissipação da energia produzida pelo motor na forma de calor, é comum nos veículos a utilização de ventiladores.

Em automóveis e veículos comerciais se utilizam, de preferência, os ventiladores do tipo axial. O diâmetro varia de 0,3m a 0,7m (o maior valor corresponde ao utilizado em caminhões). O ângulo de ataque mais conveniente para as pás planas é de 40-45° e para as convexas é de cerca de 35°. Geralmente as pás são feitas de aço laminado de 1,25 a 1,80mm de espessura, largura de 30 a 70mm e em número de, no máximo, 4 a 6. Para que as vibrações e o ruído sejam menores, as pás do ventilador são dispostas em forma de "X" e dispostas em pares de 70° e 110°

O ventilador é montado no mesmo eixo de transmissão da bomba d' água. É acionado com uma transmissão por correia e cuja polia condutora é montada no eixo de manivela do motor. A distância entre o radiador e o ventilador é da ordem de 80 a 100mm.

Para elevar a economia de energia gerada pelo motor pode-se empregar ventiladores de rendimento variável, nos quais o número de revoluções varia desde o máximo até zero e o ângulo de inclinação das pás se modifica em função da direção do fluxo de ar. Esta regulagem se efetua com o auxílio de um termostato.

Segundo Fenton (1986), os ventiladores de arrefecimento absorvem de 3 a 8% da potência do motor.

5. *Termostato*

O termostato aplicado aos veículos consiste, na sua essência, de um elemento sensível à temperatura que, por intermédio de algum dispositivo mecânico, regula a passagem de líquido refrigerante no circuito de arrefecimento do motor.

O princípio de funcionamento de um termostato consiste no seguinte: quando a água do sistema está fria, a válvula fecha o orifício que conduz ao radiador e a água proveniente do motor entra pela tubulação de admissão da bomba d' água, sem passar pelo radiador. Conforme a temperatura do líquido refrigerante se eleva, o elemento sensível à temperatura do termostato se deforma e a válvula começa a abrir passagem ao radiador. Ao se esfriar, a água vinda do radiador faz com que a válvula do termostato retorne à sua posição inicial. Outras considerações à respeito do funcionamento do termostato são mostradas posteriormente.

Com relação ao fluxo de calor dentro do motor, Fenton (1986) afirma que a transferência de calor em motores de combustão interna envolve principalmente convecção e, em menor extensão, condução. Investigações da radiação das chamas de combustão do motor mostraram que a emissividade da chama varia em intensidade total e distribuição do comprimento de onda, com o tempo, com a razão ar-combustível e com a quantidade de detonação presente. As medidas indicam que a transferência de calor por radiação é responsável por menos de 5% do calor total perdido.

A geometria dos sistemas de escoamento do gás e refrigerante em um motor é tão complexa que a teoria não pode prever em detalhes as configurações de escoamento ou temperaturas envolvidas. Entretanto, experiência com os sistemas de escoamento permanente mostrou que, com a escolha apropriada de sistemas de geometria irregular, porém semelhantes,

eles podem ser correlacionados por meio das equações desenvolvidas para passagens tubulares.

2.3 PROPÓSITO DE UM SISTEMA DE ARREFECIMENTO

Conforme ressalta Savonen, Chiang e Johnson (1984), do ponto de vista termodinâmico a refrigeração do motor é indesejada. Se, dentro do cilindro, a taxa de transferência de calor dos gases queimados para o metal pudesse ser reduzida, mais potência poderia ser produzida para uma certa quantidade de combustível, ou seja, a eficiência térmica do motor aumentaria. Entretanto, os materiais convencionais dos motores não suportam temperaturas excessivamente altas e os óleos perdem suas características de lubrificação quando a temperatura excede um determinado valor, resultando em desgaste excessivo dentre outros problemas.

Desta forma, o sistema de arrefecimento realiza uma função necessária e vital nos motores de combustão interna e que pode ser considerada como um compromisso entre boa eficiência e boa durabilidade/confiabilidade do motor. Os sistemas de arrefecimento são projetados para remover de 30 a 35% do calor produzido na câmara de combustão pela queima da mistura ar-combustível.

Por muitos anos o sistema de arrefecimento se ocupou somente em providenciar refrigeração suficiente para condição de máxima potência do motor. Entretanto, para outras configurações de velocidade e carga, o motor está sujeito à resfriamento excessivo, resultando em uma redução na eficiência térmica do motor e aumento significativo da poluição.

Por este motivo o projeto do sistema de arrefecimento deve ser feito tendo como objetivo principal manter o motor trabalhando em uma temperatura que não ocasione o superaquecimento dos seus componentes, mas que

permita uma combustão adequada na maior parte do tempo ou, mais atualmente com sistemas realimentados, em todo o tempo.

2.4 EVOLUÇÃO DO SISTEMA DE ARREFECIMENTO

Saunders (1936) mostra a evolução do sistema de arrefecimento em função das exigências de troca de calor que passaram a ser cada vez maiores com o aumento na potência dos motores utilizados.

No início da utilização dos automóveis, o excesso de calor era dissipado diretamente ao ambiente sem qualquer esforço para aumentar o suprimento de ar por meios mecânicos. Este método se manteve adequado até o tamanho dos motores aumentarem e novos métodos se tornarem necessários para manter a temperatura do metal em um valor que não causasse a quebra do filme de óleo lubrificante.

O primeiro trocador de calor utilizado foi feito com um tubo contínuo ligado ao motor no qual circulava a água. Este sistema permitia diminuição de regiões concentradas de alta temperatura - por promover um nivelamento das temperaturas ao longo do bloco do motor - e passou a servir como dispositivo para advertir o motorista de um superaquecimento.

Com o aumento do tamanho e potência dos motores, o sistema de arrefecimento de tubo contínuo ganhou aletas na parte externa dos tubos, aumentando assim a superfície de contato exposta ao ar. Ainda não se utilizava ventilador para circular o ar.

Quando a capacidade dos motores superou 4 HP, passaram a surgir dificuldades de bombeamento pelos longos tubos, gerando um novo tipo de radiador composto por um número maior de tubos ligados a um reservatório. Seguindo esta idéia básica e com o intuito de aumentar a troca de calor surgiram várias formas de construção dos radiadores que são descritas detalhadamente por Saunders (1936) e estão apresentadas na Figura 3.

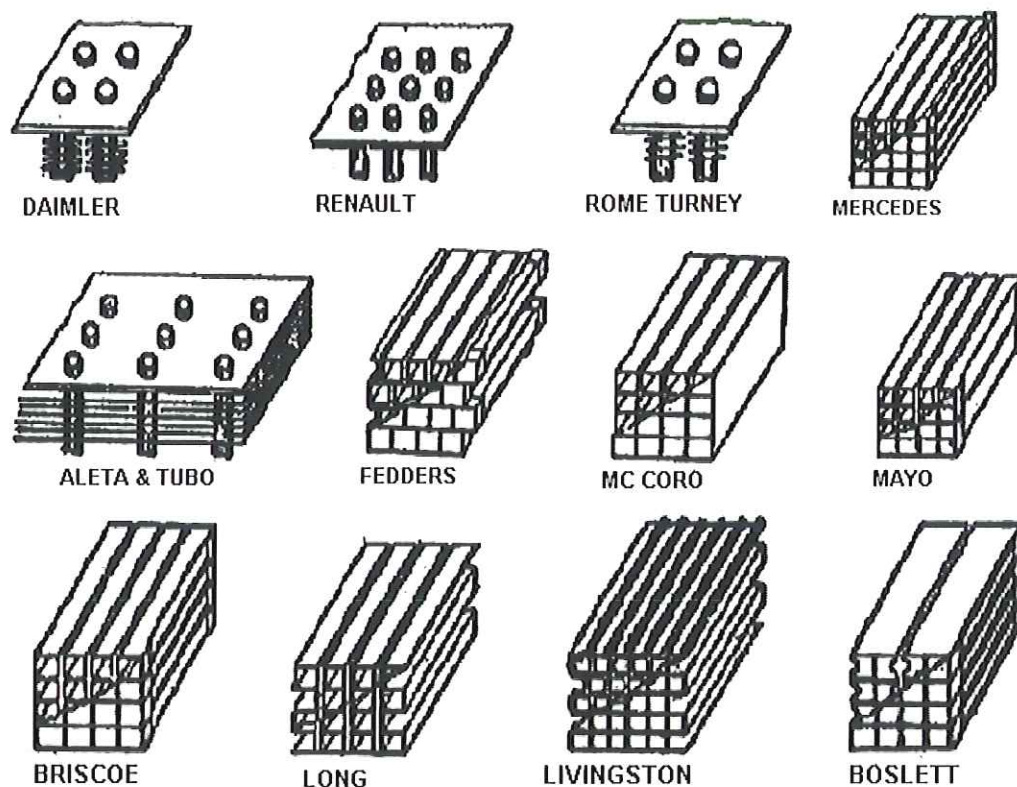


FIGURA 3 – Tipos de Radiadores. Saunders (1936)

Em Aluminum... (1957) é feita uma investigação a respeito do emprego de alumínio na construção de radiadores. Como principais motivos da sua utilização têm-se a diminuição de peso e maior proteção contra corrosão; como desvantagem apresenta-se principalmente a dificuldade de fabricação devido à baixa temperatura de fusão que dificulta o processo de soldagem.

2.5 CARACTERÍSTICAS DA TEMPERATURA DE FUNCIONAMENTO DO MOTOR

Diversos estudos demonstram que o período crítico de funcionamento de um motor é o de aquecimento. Nesta fase pode-se notar aumento no desgaste, formação de sedimentos, emissão de poluentes e menor rendimento térmico.

Kazlauskas, Ferris e Herfurth (1961) equiparam um caminhão com um dispositivo de controle do fluxo de ar e notaram que a temperatura permanecia mais alta em comparação com o sistema tradicional. Sugerem que a

temperatura ótima de operação do motor é mais facilmente atingida com um sistema de controle do fluxo de ar somado ao fluxo de água convencional.

Neste mesmo estudo verificou-se que as baixas temperaturas ocasionam altas taxas de desgaste durante o período de aquecimento. Nas baixas temperaturas, os produtos da combustão condensam, apresentando grande quantidade de ácidos orgânicos corrosivos e água. Além da corrosão, nota-se também a formação excessiva de sedimentos em veículos que freqüentemente realizam curtos percursos e não chegam a atingir a temperatura ideal de funcionamento.

Brabetz e Pike (1965) também destacam a importância da temperatura de funcionamento do motor. Em seus estudos, motores excessivamente resfriados apresentaram uma série de problemas, incluindo aumento no consumo de combustível, aumento na diluição do óleo e tendência de formação de sedimento e oxidação, acelerado desgaste dos anéis do pistão e do cilindro. Por outro lado, funcionar um motor muito quente pode destruir o filme de óleo nas paredes do cilindro, aumentando o desgaste, promover a carbonização do lubrificante e aumentar o "stress" térmico nas áreas críticas. Eventualmente isto resulta em perda da potência do motor e tende a danificá-lo por combustão anormal e auto-ignição, diminuindo sua vida útil.

A Figura 4 mostra o ganho percentual na economia de combustível em relação à temperatura da água no momento em que esta deixa o motor. Nota-se que o consumo de combustível é significativamente afetado pela temperatura do motor, com aumento na economia da ordem de 3% quando a temperatura da água passa de 322K para 361K a uma velocidade de 13,4 m/s.

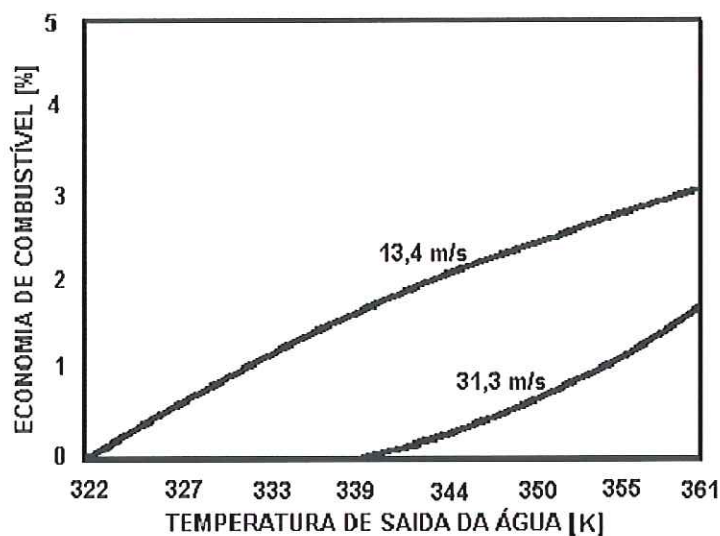


FIGURA 4 – Influência da temperatura do líquido de arrefecimento na economia de combustível. Brabetz e Pike (1965)

A relação entre o desgaste do cilindro e anel do pistão e a temperatura da parede do cilindro é mostrada na Figura 5. Nota-se que o desgaste se intensifica para temperaturas inferiores a 339K, mas para temperaturas mais elevadas é praticamente nulo.

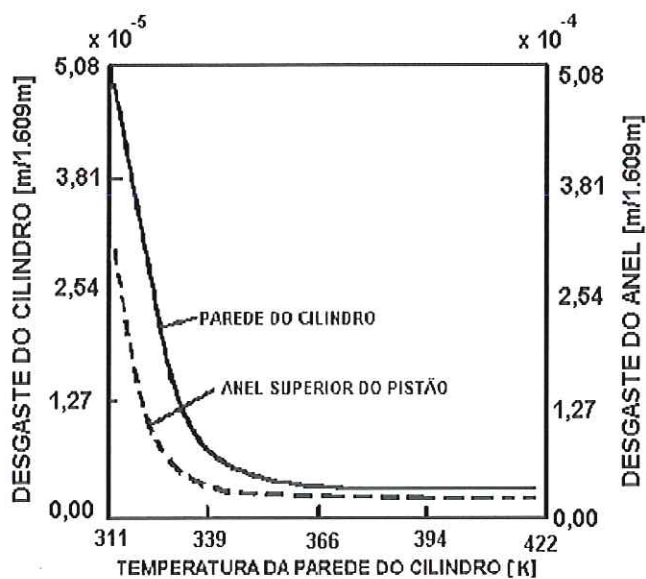


FIGURA 5 – Influência da temperatura no desgaste do motor. Brabetz e Pike (1965)

Outra observação feita por Brabetz e Pike (1965) é que a temperatura de operação do motor tem influência na temperatura de entrada da mistura ar-combustível, o que determina o grau de combustível vaporizado e as condições de mistura para uma combustão eficiente.

Scheffler e Niepoth (1966) fizeram um amplo estudo sobre economia de combustível, analisando como fatores interferentes a potência do motor, peso do veículo, temperatura ambiente e da distância percorrida. Notou-se que veículos que percorrem percursos maiores têm consumo instantâneo menor, devido ao fato do motor poder se aproximar mais do seu estado totalmente aquecido. Além disso, observou-se que para temperaturas ambientes mais altas, o consumo é menor devido ao menor tempo necessário ao completo aquecimento do motor. Os resultados são apresentados na Figura 6.

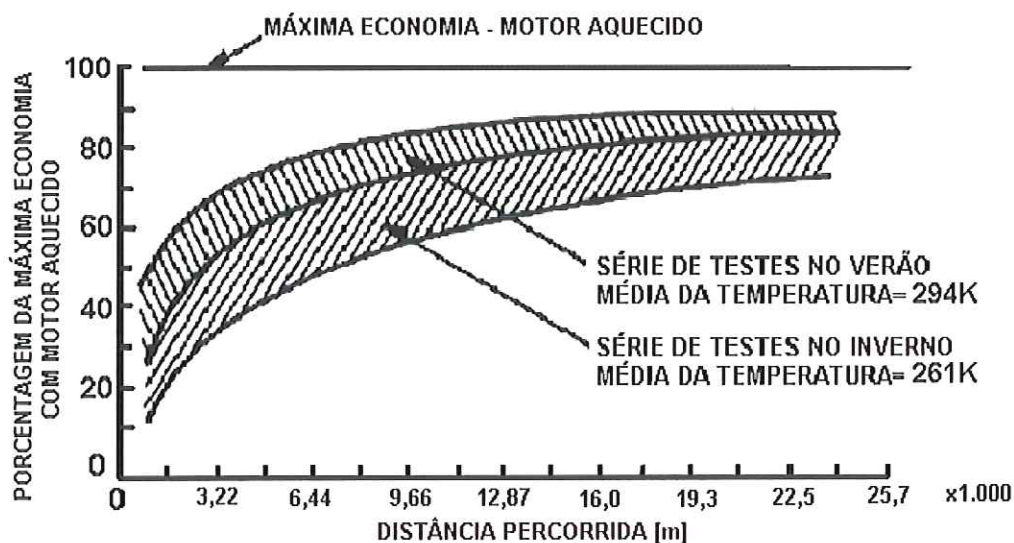


FIGURA 6 – Influência da temperatura ambiente e da distância percorrida na economia de combustível. Scheffler e Niepoth (1966)

Koch, Maassen e Haubner (1998) desenvolveram um programa computacional unidimensional para otimizar o sistema de arrefecimento durante a fase de desenvolvimento ou para analisar e eliminar deficiências no circuito de refrigerante de motores já existentes. Este programa foi aplicado para simulação de operação do sistema de arrefecimento em condição transiente – especialmente durante a fase de aquecimento.

Com o intuito de melhorar o desempenho do sistema de arrefecimento e diminuir o tempo de aquecimento, Koch, Maassen e Haubner (1998) fizeram simulações com as seguintes configurações: diminuição das perdas de calor do motor, diminuição da capacidade térmica dos materiais e fluidos, fornecimento de calor externo adicional e aproveitamento de energia não utilizada. Uma estimativa da economia de combustível utilizando estes procedimentos durante o aquecimento foi da ordem de 3 a 4%.

Embora a condutividade do alumínio seja quatro vezes superior à do ferro fundido, por serem geometricamente semelhantes, Fenton (1986) afirma que a rejeição de calor para o refrigerante é essencialmente a mesma para motores de alumínio e de ferro fundido. Esta constatação pode ser feita por meio da Figura 7 a seguir.

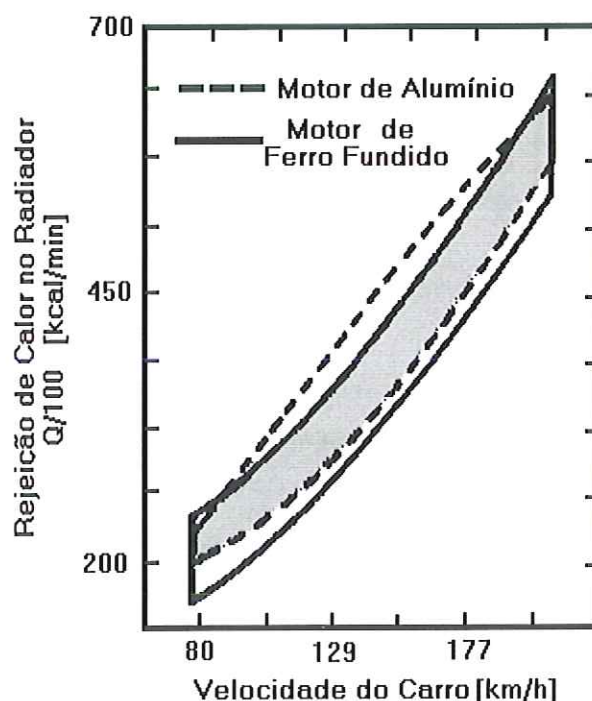


FIGURA 7 - Similaridade da rejeição de calor para o refrigerante para motores de alumínio e ferro fundido. Fenton (1986).

2.6 SISTEMAS CONTROLADOS POR COMPUTADOR

Aumento na economia de combustível, durabilidade, conforto do motorista, segurança do veículo e menos poluição para a atmosfera estão entre os requisitos básicos para os recentes projetos de caminhões de carga pesada. Com o intuito de atingir alguns desses objetivos, novos métodos e conceitos têm sido usados no projeto de novos motores. Um dos mais importantes eventos na indústria automotiva foi a introdução do computador baseado em um microprocessador associado à sensores e atuadores.

Novos caminhos têm sido encontrados usando microcomputadores na solução de problemas complicados como ponto de ignição, otimização da relação ar-combustível e o controle da emissão dos gases de escape. Com esse enfoque, Xu, Johnson e Chiang (1984) fizeram um estudo abrangente da utilização de microcomputador para o controle do sistema de arrefecimento de caminhões Diesel.

Com o novo sistema de arrefecimento controlado por computador criado por Xu, Johnson e Chiang (1984), foi introduzido o microcomputador associado a sensores para interferir nos diversos ajustes de temperatura e alterá-los de acordo com as mudanças nas condições de trabalho.

No sistema convencional, Figura 8, a temperatura de controle do termostato (TCT) e a temperatura de acoplamento do ventilador (TCV) são pré-ajustadas de acordo com experiências passadas e dados experimentais e não mudam em função da carga do motor e condições ambientais. Os elementos de controle são projetos termomecânicos e, deste modo, tem inércia térmica e histerese que resulta numa característica de resposta lenta.

Como na maioria do tempo o veículo opera em cargas parciais com várias temperaturas ambiente ao longo do ano, é desejável um controle adaptativo para promover mudanças nas condições de operação de um sistema de arrefecimento. No sistema controlado por computador, Figura 9, a

idéia básica é fazer variar o controle de ajuste de temperatura para o termostato e acoplamento do ventilador de acordo com as diferentes operações do motor e condições ambientais.

Algumas funções de controle são utilizadas para estabelecer a relação entre as variáveis controladas e as variáveis de controle. A temperatura de controle do termostato (TCT), a temperatura de controle do ventilador (TCV), a temperatura de controle do óleo e a temperatura de acionamento do termostato são variáveis controladas enquanto a temperatura ambiente (TA), carga do motor, rotação do motor e velocidade do veículo são variáveis de controle.

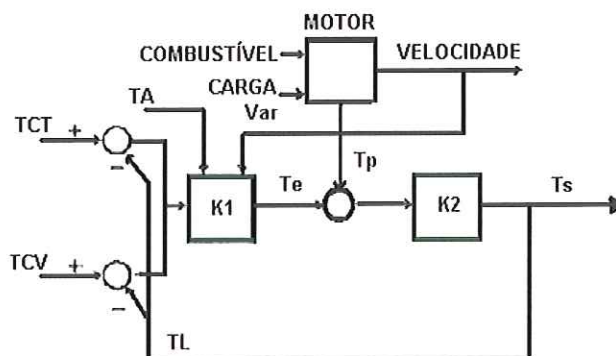


FIGURA 8 – Diagrama de blocos do sistema tradicional. Xu, Johnson e Chiang (1984).

A vantagem de se usar um computador no sistema de controle é a rapidez e a versatilidade para operar com funções complicadas. Isto é particularmente importante no estágio de desenvolvimento, desde que as modificações de "hardware" possam ser mínimas. Além disto, o controle é todo feito por meio de "software", que pode ser facilmente reprogramado e aperfeiçoado.

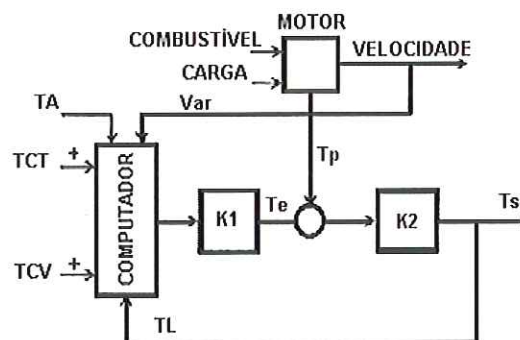


FIGURA 9 – Diagrama de blocos do sistema controlado por computador.

Xu, Johnson e Chiang (1984).

Para implementar o sistema de arrefecimento controlado por computador, alguns componentes do sistema tradicional devem ser modificados e alguns novos devem ser introduzidos. Alguns exemplos são: termostato modificado, controladores do acoplamento do ventilador ativados por válvula solenóide, válvula elétrica para o by-pass, bomba de líquido refrigerante com vazão controlada.

Os termostatos apresentam um sensor de temperatura que promove a sua abertura quando a temperatura do líquido refrigerante atinge um determinado valor. No termostato modificado, apresentado na Figura 10, o elemento sensível à temperatura é envolvido por uma carcaça protetora na qual 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.

Testes feitos por Xu e Johnson (1984) mostram uma sensível redução na utilização do ventilador - e conseqüentemente economia de combustível - no sistema com termostato modificado quando comparado com o sistema tradicional.

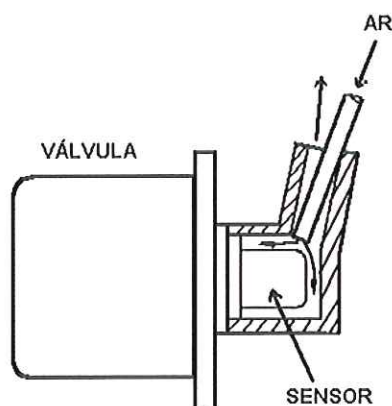


FIGURA 10 – Termostato modificado. Xu e Johnson (1984)

Na Figura 11 é mostrada a curva de resposta estática do termostato modificado em comparação com o convencional. Devido à isolação produzida pelo ar o termostato modificado tem, na curva ascendente, uma histerese ao redor de 3 °C acima daquela obtida para o sistema convencional. Na curva descendente o comportamento é praticamente equivalente.

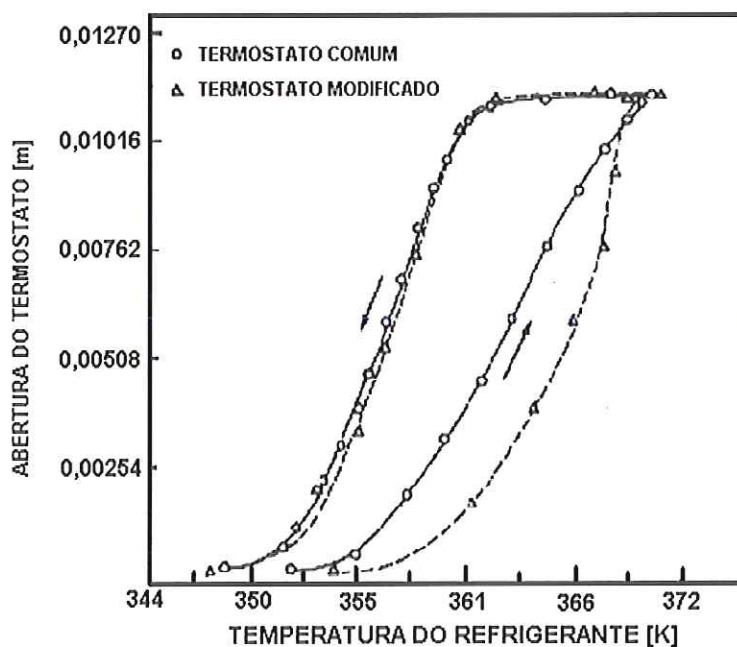


FIGURA 11 – Comportamento do termostato convencional e modificado.
Xu e Johnson (1984).

Os testes feitos por Xu, Johnson e Chiang (1984) utilizando o sistema de arrefecimento por computador mostraram aumento na temperatura do líquido

refrigerante em ambientes de baixa temperatura, aumento da temperatura do óleo lubrificante, aumento da temperatura das paredes do bloco do motor e cabeçote, menor número de acoplamentos do ventilador, redução no consumo de potência pela bomba d'água. Como consequência imediata destas modificações tem-se aumento na vida útil do motor e principalmente aumento na economia de combustível.

Kern e Ambros (1997) equiparam um veículo com atuadores em conjunto com sistema de controle inteligente. Devido às mudanças introduzidas obtiveram uma possível economia de 50% na potência gasta com o ventilador e a bomba de refrigerante, além de uma economia da ordem de 1,8% no consumo de combustível. Neste mesmo estudo verificaram uma significativa melhora na potência de frenagem do retardador.

Para cada condição de operação existe uma relação entre a rotação do ventilador e da bomba de líquido refrigerante com a potência requerida pelo conjunto. Se a temperatura do refrigerante faz parte de uma linha isotérmica como uma função da potência requerida, pode ser visto que uma temperatura pode ser atingida com uma alta potência do ventilador e baixa potência da bomba e vice-versa, como mostrado na Figura 12.

A potência total é dada pela soma da potência da bomba e do ventilador e pode ser apresentada graficamente como uma linha reta de potência constante. O ponto no qual esta linha tangencia a isoterma mostra a distribuição ótima da energia de operação do ventilador/bomba para uma temperatura especificada.

Na Figura 12 podemos ver uma economia ao redor de 2% apenas deslocando do ponto S para o ponto T, sem aumento de temperatura. Da mesma forma, resultados computacionais mostraram ser possível um aumento de 10% para outras condições de operação. Aumentando a temperatura de

operação para um valor constante de 100 °C, por exemplo, o ganho poderia ser de 50% (ponto Q).

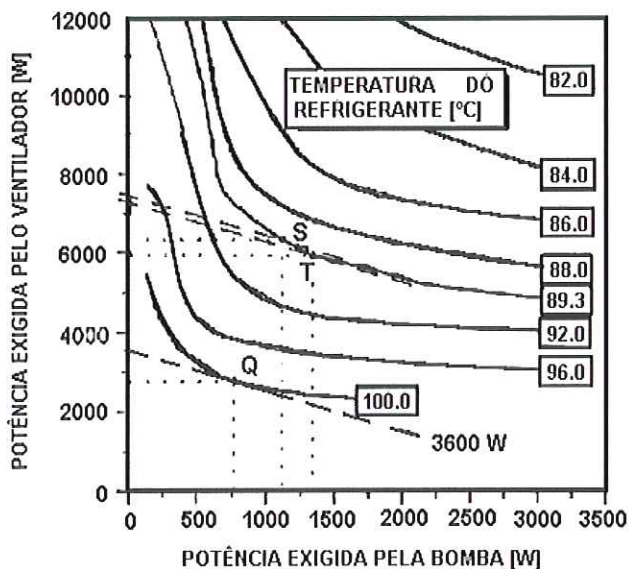


FIGURA 12 – Potência gasta com acionamento de bomba d'água e ventilador. Kern e Ambros (1997).

Em virtude do menor número de acoplamentos do ventilador e conseqüente diminuição no gasto de potência útil, o período de uso do retardador pôde ser aumentado para o sistema modificado, como pode ser visto na Figura 13.

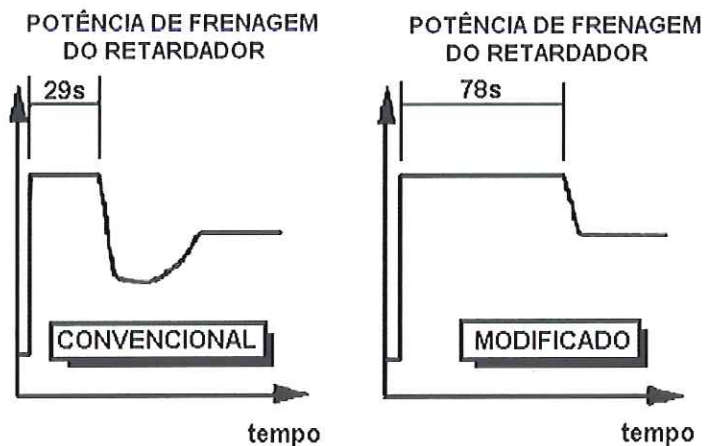


FIGURA 13 – Comparação da eficiência do retardador. Kern e Ambros (1997).

2.7 SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE ARREFECIMENTO

Testes de “hardware” podem não produzir uma clara compreensão da interação dos componentes, particularmente durante o regime transiente de operação.

Um modelo matemático e computacional do sistema de arrefecimento fornece uma ferramenta adicional para estudar o desempenho do sistema de arrefecimento e auxiliar no seu projeto e desenvolvimento. Uma simulação pode produzir uma grande quantidade de dados sobre o desempenho do sistema sob uma vasta faixa de operação e condições de projeto. Pode também ajudar a guiar estudos experimentais através da definição de parâmetros a serem medidos e projeto de variáveis a serem investigadas. (Savonen, Chiang e Jonhson ,1984).

Como parte do trabalho realizado por Chiang, Ursini e Johnson (1982), conduziu-se uma investigação experimental e análise de dados estatísticos com o objetivo de entender os efeitos do líquido refrigerante e da temperatura do óleo no consumo de combustível do motor e desenvolver um método estatístico abrangente de regressão que fosse benéfico no desenvolvimento de mapas de desempenho do motor.

Em Xu, Johnson e Chiang (1984) são apresentadas as principais funções de controle usadas para estabelecer a relação entre as variáveis de controle e as variáveis controladas utilizadas no “software” de simulação do sistema de arrefecimento. Dentre elas pode-se citar a temperatura de controle do termostato versus temperatura ambiente, vazão de combustível como uma função da temperatura ambiente e da temperatura de saída do motor, rotação da bomba d’água como função da rotação do motor, dentre outras.

Savonen, Chiang e Johnson (1984) apresentam as equações que governam o modelo computacional utilizado em suas simulações e que deram

suporte ao equacionamento realizado por Sartre e Lallemand (1993) que é mostrado em detalhes no capítulo sobre modelagem matemática.

De Marqui (1999) realizou um estudo sobre o funcionamento do sistema de arrefecimento e desenvolveu cálculos que permitiram obter o 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. Estes cálculos foram aplicados sob diversas condições de teste e para diferentes veículos.

2.8 CARACTERÍSTICAS DOS RADIADORES

Um dos componentes principais do sistema de arrefecimento que necessita atenção ao ser escolhido para compor o conjunto é o radiador – mais especificamente o seu núcleo.

Heisler (1995) apresenta os fatores que influenciam no tamanho e na efetividade do radiador a ser instalado em um sistema de arrefecimento. São eles:

- Aumento no fluxo de líquido refrigerante reduz a queda de temperatura entre as galerias de entrada e saída;
- Aumento na diferença média de temperatura entre o refrigerante e o ar que penetra o núcleo do radiador eleva a capacidade de dissipação de calor do radiador;
- Com o aumento da vazão de refrigerante no radiador, proporcionalmente se eleva a potência requerida para movimentar a bomba d'água e, por esta razão, compensa a melhoria na eficiência do radiador para altos fluxos;
- Uma queda apropriada da temperatura do líquido de arrefecimento ao longo de toda a extensão do radiador é de 5 °C a 10°C para um motor típico trabalhando em plena carga;

- Líquido refrigerante contendo acima de 50% de etilenoglicol tem uma redução na capacidade de dissipar calor da ordem de 15%, devido ao baixo calor específico quando comparado com a água;
- O aumento da pressão de operação do sistema de arrefecimento eleva o ponto de ebulição do refrigerante. Elevação na temperatura do refrigerante aumenta a diferença de temperatura entre o líquido que entra nos tubos do radiador e o ar que passa pelo núcleo do mesmo. A capacidade térmica do radiador se eleva da ordem de 1,8% para cada 1°C que aumenta na diferença de temperatura.
- O radiador mais econômico é o que possui uma pequena espessura da matriz e ampla superfície de contato com o ar, que proporciona a dissipação de calor necessária dentro de área frontal disponível.
- Aumentando a profundidade do núcleo do radiador aumenta a capacidade de dissipar calor, mas este ganho se torna muito pequeno quando se ultrapassa uma determinada espessura crítica.

Schmidt (1964) publicou um trabalho abrangente em relação à influência da escolha do ventilador e do núcleo do radiador no desempenho do sistema de arrefecimento. Ele ressalta que a potência consumida pelo ventilador está mais intimamente relacionada com o projeto do núcleo do radiador do que propriamente com a eficiência do ventilador.

A seleção do núcleo radiador é um compromisso entre custo, espaço, e características do núcleo. Schmidt (1964) apresenta gráficos que permitem otimizar a escolha do núcleo do radiador em função da resistência ao fluxo de ar, calor rejeitado e velocidade do ar através do núcleo. Ele ressalta que dobrando a área do núcleo do radiador, haverá uma redução na potência requerida do ar de aproximadamente um sétimo e que dobrando a potência do motor, será necessário muito mais que o dobro da potência do ventilador para igual arrefecimento.

Schmidt (1964) também apresenta gráficos que mostram a influência do número de fileiras de tubos e aletas do radiador nas perdas com utilização do ventilador. Aumentando o número de fileiras de tubos e de aletas por unidade

de comprimento a potência gasta pelo uso do ventilador diminui, até um valor em que o acréscimo se torna não efetivo.

Com o objetivo de aumentar a troca de calor, diversas formas construtivas têm sido aplicadas ao radiador para aumentar a área de troca. A forma mais comum presente em radiadores e trocadores de calor compactos é o uso de aletas interrompidas do tipo persiana. Por ser de uso comum, este tipo de estrutura é comumente estudado visando aumento de desempenho e caracterização do fluxo de ar que transpassa a mesma.

Existem três tipos básicos de projeto de matriz de radiador usados atualmente. A descrição de cada um é apresentada a seguir:

- Canais verticais de líquido refrigerante são formados por tiras onduladas dobradas dentro de uma estreita caixa retangular. As porções finais da tira são dobradas horizontalmente ao passo que a extensão das tiras é ondulada e tem depressões sobrepostas em ângulos ajustados ao perfil ondulado. A faixa retangular com lados ondulados é colocada lado a lado e deste modo a meia depressão em cada lado ondulado forma um canal fechado que passa através das longas tiras, de um lado ao outro. Fileiras dessas tiras retangulares onduladas são colocadas lado a lado para compor a largura necessária do núcleo do radiador. As áreas superficiais das tiras são então térmica e mecanicamente unidas com solda de estanho-chumbo. Tiras de cobre eletrolítico são unidas, na forma de sanfona, entre os espaços das tiras onduladas: sua função é de formar células triangulares de ar que facilmente transferem calor dos canais de líquido refrigerante para o fluxo de ar que atravessa a matriz do radiador.

A matriz celular do radiador tem a maior eficiência térmica relativa ao seu peso comparado com os outros dois tipos, e a inerente flexibilidade da construção celular deste projeto provavelmente terá menor perigo de danificar com impacto e vibração. Estes radiadores são mais simples de serem reparados que os de núcleo tubular. Conseqüentemente, a flexibilidade da construção celular pode fazer com que se esteja mais sujeito a falhas e sujeito

a uma grande e rápida mudança na pressão interna. Um esquema é mostrado na Figura 14 a seguir.

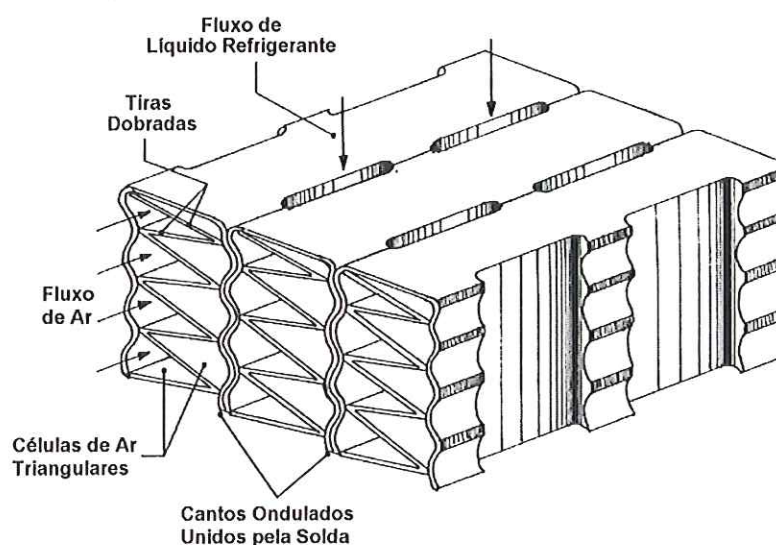


FIGURA 14 – Esquema de construção do núcleo do radiador. Heisler (1995)

- Os tubos condutores do líquido de arrefecimento para este projeto de matriz de radiador tem uma secção achatada e fina, são fechadas em um lado e são feitas de uma chapa de latão de 2.0 mm de espessura. As aletas, do outro lado, são feitas de chapas de cobre de 1.2 mm. Os tubos alongados são colocados lado a lado em número de três e são espaçados por uma tira de cobre dobrada em forma triangular. Os tubos e as células de ar são empilhadas alternadamente para compor a largura do radiador, e a montagem completa é então aquecida para formar uma solda entre as superfícies planas dos tubos e os cantos triangulares das aletas.

A estrutura composta por tubos e chapas onduladas combina a resistência do tubo e o tipo sanfonado (resistente à pressões internas elevadas) com a alta eficiência térmica da construção celular.

Com o aumento do espaço entre os tubos e as chapas sanfonadas o processo de construção se torna menos custoso quando comparado com o tipo aleta plana e, por este motivo, é atualmente a forma de construção mais comum de radiador. Um esquema desta construção é mostrado na Figura 15.

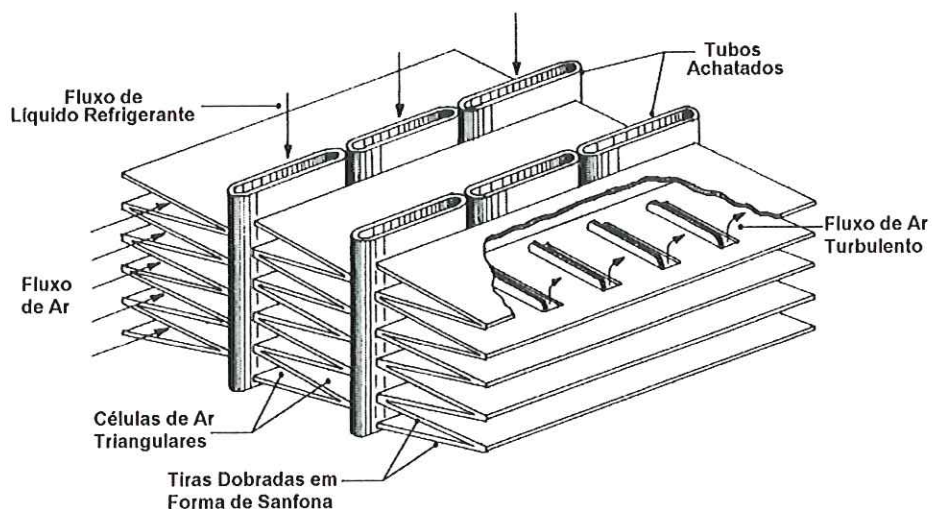


FIGURA 15 - Esquema de construção do núcleo do radiador. Heisler (1995)

- Tubos planos fechados se encaixam em ângulo reto em aberturas perfuradas em cada camada de folha de cobre. As aberturas nas camadas de cobre são intencionalmente feitas para proporcionar maior suporte para os tubos e aumentar a área superficial das juntas soldadas. Quando os tubos são fechados, uma grossa camada de solda é depositada para que durante o processo seguinte de aquecimento, a solda derreta e una o aro formado ao redor de cada abertura.

O radiador do tipo tubo e chapas planas tem resistência estrutural superior e pode resistir à altas pressões internas. Estes radiadores são usados em veículos pesados. Entretanto a eficiência térmica para esta construção é menor que para as outras apresentadas anteriormente e é mais custosa para os construtores que as demais. A Figura 16 ilustra um esquema deste tipo de construção.

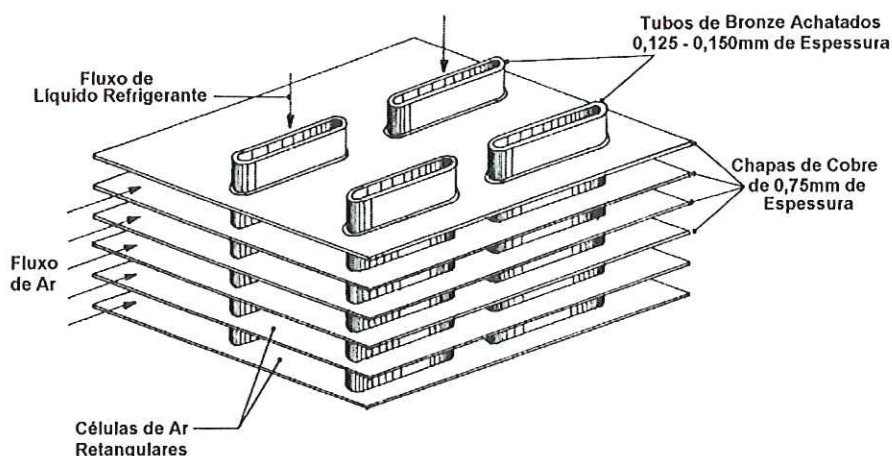


FIGURA 16 - Esquema de construção do núcleo do radiador. Heisler (1995)

Cowell, Heikal e Achaichia (1995) apresentam uma caracterização construtiva das superfícies compostas por aletas do tipo persiana e comparam sua eficiência – através da potência requerida de bombeamento - com outras formas de superfície. De forma similar, Webb e Trauger (1991) investigaram a estrutura do fluxo através da variação do ângulo e espaçamento das aletas.

Jóvaj e Máslov (1973) citam que a velocidade do líquido nos tubos do radiador deve ser de 0,7 a 0,9 m/s e que a velocidade do ar à frente do radiador varia entre 7 e 12 m/s

Fenton (1986) destaca a importância da uniformidade do fluxo de ar ao passar pelo radiador. Um radiador irá dissipar o máximo calor quando o fluxo de ar for uniforme. A Figura 18 mostra o efeito da má distribuição do fluxo de ar no arrefecimento. Um importante fator a ser considerado na má-distribuição é o fato de existirem ou não áreas de estagnação.

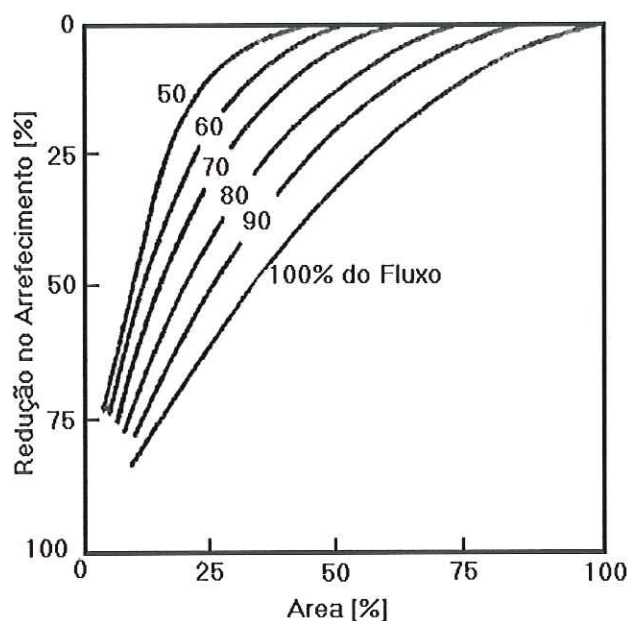


FIGURA 17 - Efeito da Má-distribuição do Fluxo de Ar no Arrefecimento.
Fenton (1986)

No item (a) da Figura 19 mostra-se o efeito dos cantos do radiador e do cubo do ventilador na má-distribuição do fluxo de ar. A instalação mostrada na Figura 19(b) revela considerável bloqueio na região de entrada do ventilador. Devido à alta velocidade de entrada, a queda de pressão se torna expressiva; além disto, o rastro produzido pela obstrução gera parte do anel ineficaz do ventilador, bem como do considerável aumento no nível de ruído do mesmo.

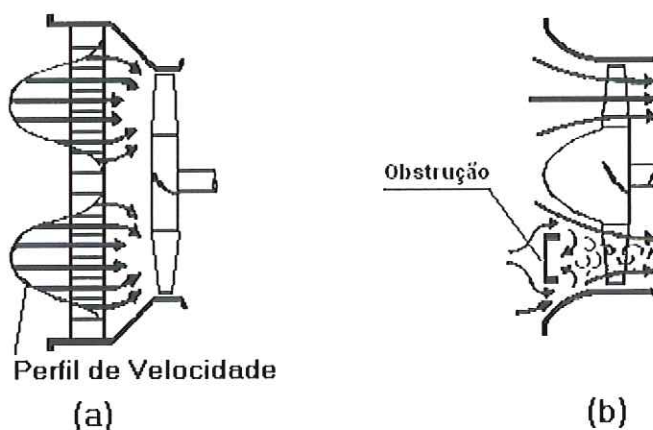


FIGURA 18 – Efeitos da instalação do ventilador. Fenton (1986)

2.9 TERMOSTATO E ACOPLAMENTO VISCOZO

Dois mecanismos que merecem atenção pelo papel que exercem no sistema de arrefecimento são o termostato e o acoplamento viscoso. Este tópico tem como objetivo mostrar o funcionamento destes dois mecanismos, apresentando algumas de suas características.

2.9.1 TERMOSTATO

Os termostatos são usados para bloquear a circulação de líquido refrigerante para o (ou proveniente do) radiador quando o motor está frio ou se aquecendo e desta forma aprisionam líquido refrigerante no bloco do motor. Com isto as galerias do cilindro absorvem e acumulam o calor rejeitado da combustão, fazendo com que o motor alcance rapidamente sua temperatura ideal de funcionamento. Quando o líquido refrigerante circulante no termostato alcança a temperatura de abertura do termostato, a válvula começa a abrir. Entretanto, esta não estará completamente aberta até que a temperatura no termostato tenha alcançado seu valor de projeto. A abertura do termostato permite que o refrigerante flua do bloco do motor para o radiador, embora, uma pequena parcela de líquido não refrigerado continuará circulando por meio do "by-pass".

O princípio básico de operação de todos os termostatos é similar, mas alguns detalhes construtivos podem variar para se adequarem às diferentes aplicações. O termostato consiste de uma ponte superior que pressiona centralmente e suporta um pino de aço inoxidável que pressiona o corpo inferior, o qual tem sua carcaça flanqueada externamente para impedir seu movimento, em contrapartida à pressão imposta pela ponte. Um esquema pode ser visto na Figura 20 seguinte.

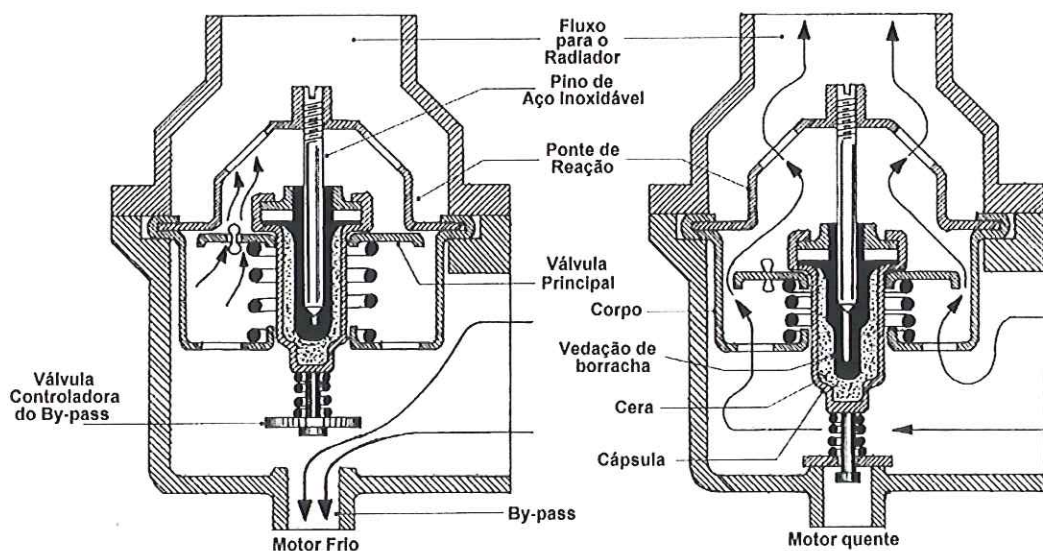


FIGURA 19 – Esquema de um termostato. Heisler(1995).

Uma cápsula de expansão centralmente montada suporta a principal válvula de fluxo (em forma de anel) ajustada em um pino que é mantido em sua posição por uma mola de retorno de aço inoxidável. A cápsula de expansão e a válvula de disco anelar são as peças móveis do termostato. A cápsula metálica cilíndrica contém cera e um selo de vedação de borracha sintética que muda sua forma para acomodar a expansão ou contração volumétrica da cera, de acordo com a mudança de temperatura. A cera aprisionada na cápsula é, em geral, do tipo parafínico microcristalino que pode ser misturado com pó de cobre para aumentar a condutividade térmica.

Geralmente, o termostato somente controla o fluxo de líquido refrigerante para o radiador, de modo que existe sempre uma passagem secundária aberta. Para uma regulação mais precisa do refrigerante sob diferentes condições de operação, uma passagem secundária acionada pelo termostato pode ser usada.

2.9.2 ACOPLAMENTO VISCOSO

Sistemas de arrefecimento de motores normalmente incorporam um ventilador diretamente movido pelo eixo de manivelas. Desta forma, a rotação do ventilador não é correspondente às necessidades de refrigeração do motor

em uma vasta faixa de operação e, particularmente em alta rotação do motor, o ventilador absorve potência desnecessária e gera ruído indesejado. O acoplamento viscoso de ventiladores compensa parcialmente essas limitações.

No acoplamento viscoso limitante de torque ocorre a transmissão do disco de entrada para o dispositivo de saída por meio de um filme de silicone líquido. Quando a folga entre o disco e o dispositivo de saída é preenchida com o silicone líquido, a ação cisalhante causada por diferença de velocidade entre os componentes do acoplamento transmitem torque da polia para o ventilador. Conforme a rotação do motor aumenta, o torque necessário para transmitir movimento da polia da bomba d'água para as pás do ventilador também aumenta.

Inicialmente a rotação do ventilador aumenta proporcionalmente à rotação do motor e, posteriormente, em menor medida devido ao aumento do arrasto viscoso até que o limite de capacidade de torque seja alcançado. Neste ponto, o ventilador estará operando em sua máxima rotação que não pode ser excedida com a contínua elevação da rotação do motor.

O acoplamento viscoso limitante de torque é muito similar ao acoplamento viscoso sensível à temperatura do ar, exceto pelo fato de possuir uma válvula de controle sensível à temperatura e se basear somente em uma quantidade constante de silicone líquido em contato com as faces do disco anelar da carcaça.

O acoplamento viscoso sensível à temperatura do ar compreende uma carcaça de alumínio com aletas de arrefecimento fundidas, uma lâmina de aço de separação e uma externa, montadas em uma dupla fileira de esferas. Aprisionado entre a carcaça de alumínio e a lâmina de separação existe um disco, fazendo com que o espaço entre a lâmina de separação e a externa funcione como um reservatório para o silicone líquido. Um acoplamento flanqueado é parafusado na transmissão da bomba d'água e suporta a dupla fileira de esferas e o disco. Preso à parte de fora da lâmina externa existe um bimetalico que é sensível à temperatura ambiente do ar e controla, por

intermédio de um pino, a abertura e fechamento de uma válvula com uma mola em forma de folha. A lâmina de separação tem um grande furo central para acomodar o cubo do disco, um ou dois orifícios perto do perímetro externo e uma válvula de orifício comum no interior da lâmina ativa de superfície anelar. As pás do ventilador são parafusadas na carcaça de alumínio.

Enquanto a temperatura do ar ao redor do dispositivo estiver baixa, a tira de bimetálico estará plana. Sob essas condições a tira plana do bimetálico empurrará o pino contra a válvula com mola em forma de folha, fazendo com que a válvula se feche. Com a polia e a carcaça rodando, o silicone líquido na câmara estará sujeito à força centrífuga; conseqüentemente a pressão superficial externa no fluido força-o a fluir através do orifício na câmara de reservatório no lado oposto da lamina de separação até que a câmara esteja praticamente vazia. Como resultado, a folga entre o disco e a região ao lado irá interromper o movimento viscoso fazendo com que o ventilador e a carcaça estejam livres enquanto a polia da bomba d'água e o eixo do dispositivo viscoso são movidos na mesma rotação do motor.

Assim que a temperatura do ar ao redor do acoplamento viscoso aumenta, a tira de bimetálico tende a arquear da extremidade para o centro, fazendo com que a mola em forma de folha recue e seja capaz de liberar o orifício da válvula. O silicone líquido armazenado no reservatório estará impedido de retornar, pelo orifício da válvula, para a câmara do disco. Assim, com o enchimento da câmara, a área superficial do fluido entre o disco e a região vizinha se expande para aumentar o arrasto entre os elementos do acoplamento. Conseqüentemente, o torque imposto na carcaça e no ventilador aumenta sua rotação de acordo com a resistência do ar e a rotação da polia da bomba d'água, que é movida pela polia do eixo de manivelas por intermédio da correia do ventilador.

Ao contrário, quando o veículo move-se rapidamente, o aumento no fluxo de ar atravessando o radiador e movendo sobre o motor resfria o acoplamento viscoso, fazendo com que a tira de bimetálico se endireite e cause o fechamento da válvula. Conseqüentemente, a circulação de fluido é bloqueada e a maioria do fluido na câmara do disco será bombeada por meio

do orifício da válvula para o reservatório. Novamente a necessidade do arrasto viscoso permite à carcaça e ao ventilador escorregar em uma quantidade proporcional à perda de área superficial exposta ao fluido. Um esquema do acoplamento viscoso com controle de temperatura é apresentado na Figura 20.

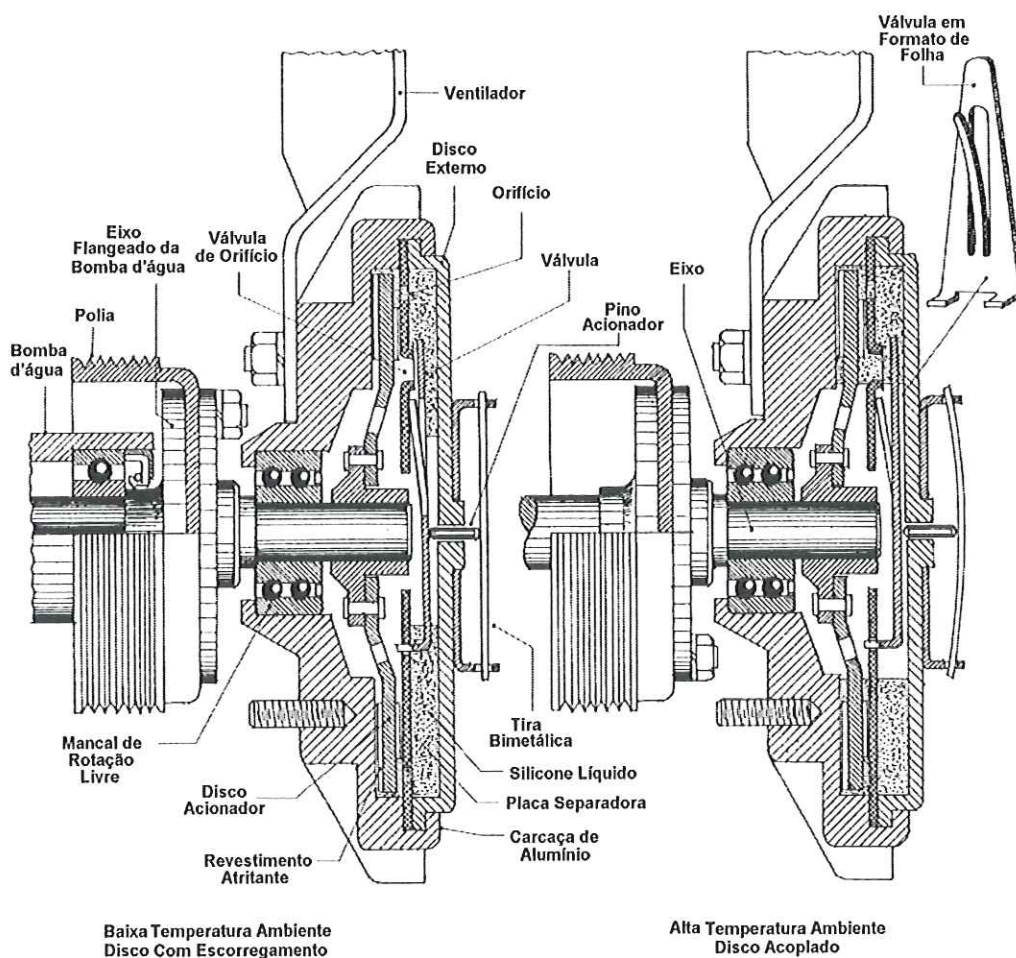


FIGURA 20 – Acoplamento viscoso sensível à temperatura do ar. Heisler (1995).

Dentre as vantagens do acoplamento viscoso pode-se destacar: acionamento automático, maior vida útil da correia do ventilador, não necessita manutenção, economiza potência do motor, reduz ruído do ventilador, promove aquecimento mais rápido e pode ser usado com ventiladores existentes. Características de funcionamento podem ser vistas na Figura 21.

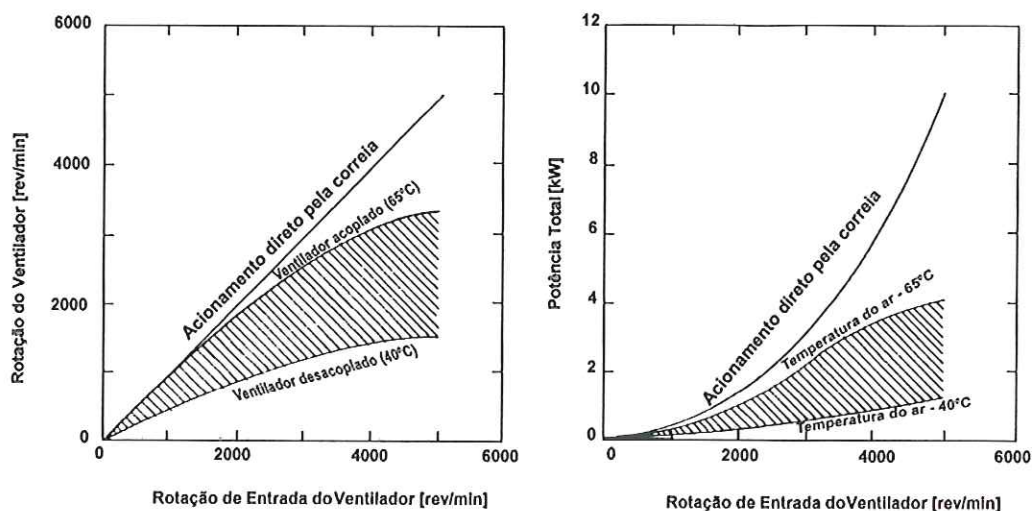


FIGURA 21 – Características do acoplamento viscoso e do consumo de energia. Heisler(1995).

2.10 ESTUDOS SOBRE A CIRCULAÇÃO DE AR

Um dos fatores que apresenta grande importância no projeto do sistema de arrefecimento é a circulação de ar. Diversos estudos têm sido feitos com o objetivo de aumentar o desempenho dos ventiladores e melhorar a utilização do fluxo de ar nas trocas de calor.

Chang et al. (1991) realizaram uma análise do fluxo de ar refrigerante no sistema de arrefecimento. Foi criado um modelo unidimensional, transiente e de fluxo compressível para investigar a variação do fluxo de ar com a temperatura ambiente e com as condições de operação do veículo.

Shibata, Shimonosono e Yamai (1992) estudaram a influência do formato das pás do ventilador no seu desempenho e desenvolveram uma nova configuração - ver Figura 22 - que resultou em uma melhora de aproximadamente 10% na sua capacidade, redução de 1.5 dB no ruído e aumento na eficiência ao redor de aproximadamente 20%, quando comparada com a utilizada convencionalmente, resultando em economia de combustível.

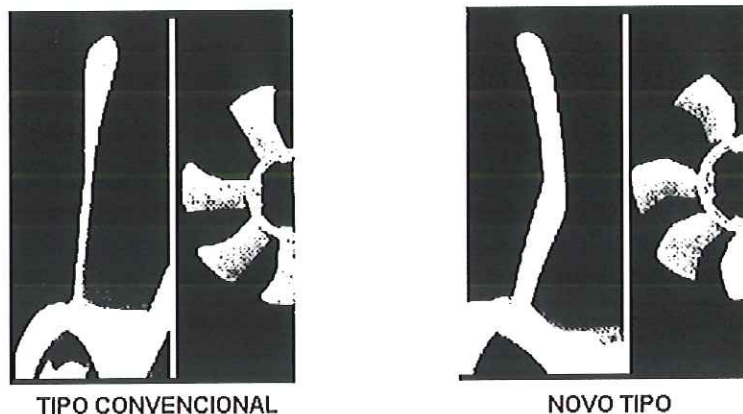


FIGURA 22 – Configuração convencional e nova das pás do ventilador.

Shibata, Shimonosono e Yamai (1992)

Morris e Foss (1997) investigaram a influência das condições de instalação (porcentagem de imersão do ventilador na saia) de um ventilador sobre o escoamento produzido pelo mesmo. Foram feitos testes que resultaram na elaboração de curvas de desempenho do ventilador testado e permitiram realizar uma investigação sobre a influência da posição relativa entre o ventilador e a saia (imersão) no escoamento e ensaio de visualização de “*tufts*”. Este estudo permitiu compreender melhor o fluxo produzido pelo ventilador e compará-lo com resultados obtidos em modelos numéricos.

Shimada, Kimura e Watanabe (2003) fizeram um estudo comparativo de desempenho entre ventiladores convencionais e ventiladores circundados por um anel fixo. Para o segundo caso foi introduzido um dispositivo entre o ventilador e o anel para diminuir o fluxo reverso na ponta das pás. Os testes mostraram aumento no desempenho e diminuição do nível de ruído quando comparado com ventiladores tradicionais. Ambos os tipos são mostrados na Figura 23.

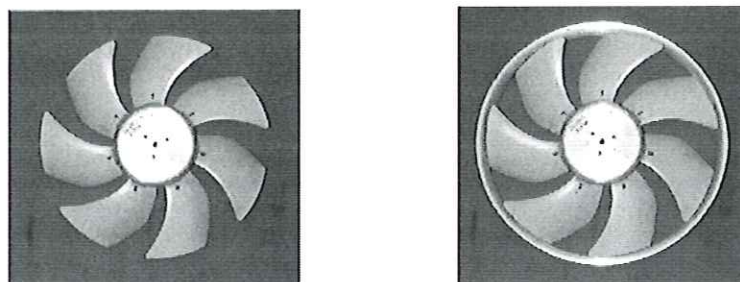


FIGURA 23 – Ventilador convencional e anel circundante. Shimada, Kimura e Watanabe (2003).

Um estudo feito por Andersson (1997) foi conduzido na direção da importância das instalações de ventiladores em sistemas de arrefecimento. Ele ressalta a importância da análise de desempenho do ventilador ser realizada considerando a influência da geometria do compartimento em que o mesmo se encontra instalado e afirma que para uma maior eficiência, o fluxo deve contornar o motor com a maior facilidade possível. Concluiu-se que os principais fatores que influenciam no desempenho do ventilador são: a profundidade da saia, desvio do centro do ventilador em relação ao centro do radiador e a relação entre a área do ventilador e do radiador.

Uma alternativa apresentada por Cassidy e White (1966) para substituir o ventilador com acoplamento viscoso foi o ventilador com pás flexíveis que variam com a rotação do motor. Este novo tipo de ventilador apresentava como vantagens o baixo custo de manutenção, redução no peso e menor ruído devido à vibração quando comparado com ventilador rígido com acoplamento viscoso.

Uma alternativa no uso do ventilador em sistemas de arrefecimento é o acoplamento viscoso do ventilador com função linear de controle de rotação proporcional a carga de arrefecimento requerida pelo motor. Este estudo foi conduzido por Lee, Lee e Koo (1998) e teve como motivação a necessidade de redução de ruído e vibração, bem como a melhoria no consumo de combustível.

O sistema de controle linear de rotação é uma proposta de substituição do sistema liga-desliga comumente utilizado. Sua vantagem sobre o sistema tradicional é que ele tem a possibilidade de promover um fluxo adequado de ar refrigerante – proporcional à carga térmica do motor – evitando o uso excessivo ou deficitário do ventilador que gera aumento no consumo de combustível. Nos testes feitos foi obtida uma redução de 5 a 10 dB no ruído quando comparado com o acoplamento do tipo liga-desliga.

A Figura 24 retrata o funcionamento de ambos os sistemas, controle linear de velocidade e liga-desliga. É possível notar na figura que o sistema liga-desliga produz momentos de funcionamento deficitários e outros de funcionamento excessivos.

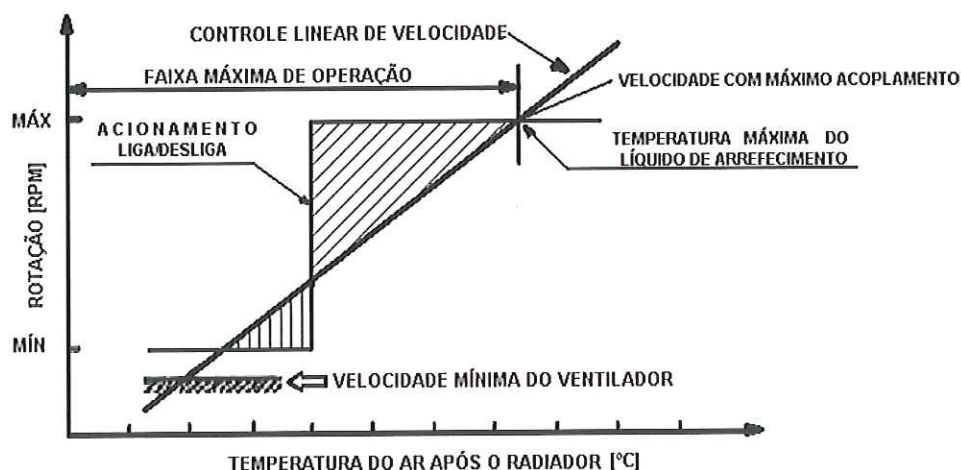


FIGURA 24 – Características de sistemas de acionamento de ventiladores.

Lee, Lee e Koo (1998).

O capítulo 3, a seguir, mostra o sistema de arrefecimento a ser modelado matematicamente.

3 MODELAGEM MATEMÁTICA

Como forma de prever o funcionamento e o comportamento do sistema de arrefecimento foi desenvolvido um modelo matemático que pudesse caracterizá-los e ser usado posteriormente na elaboração de um programa computacional de simulação, levando em consideração os componentes que exercem maior influência no processo termodinâmico.

O modelo matemático adotado considera os seguintes componentes do sistema de arrefecimento: motor, radiador, termostato, ventilador, bomba d'água e by-pass.

Foi tomado como base para o desenvolvimento e construção do modelo computacional o modelo matemático apresentado no trabalho de Sartre e Lallemand (1993); o modelo apresenta como vantagem a relativa simplicidade com que caracteriza o sistema e permite obter resultados próximos aos que realmente ocorrem. O trabalho de Sartre e Lallemand (1993) baseia-se nas análises apresentadas por Savonen, Chiang e Johnson (1984) e por Xu, Johnson e Chiang (1984).

Embora o modelo matemático de Sartre e Lallemand (1993) contemple tanto o circuito de líquido refrigerante quanto o circuito de ar, o modelo computacional aborda apenas o circuito de líquido e a influência do circuito de ar estará associada à mudança no valor do coeficiente global de transferência de calor.

O circuito de líquido é composto pelo radiador de água, by-pass, motor e termostato. Um esquema simplificado é apresentado na Figura 25.

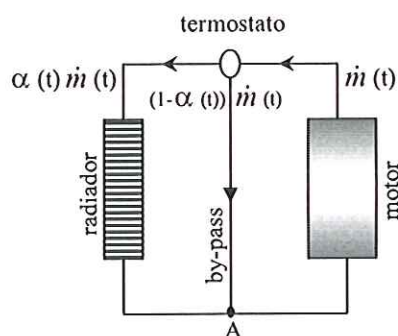


FIGURA 25 – Esquema do circuito de líquido refrigerante. Sartre e Lallemand (1993)

A configuração de sistema de arrefecimento esquematizada na Figura 25 é comumente utilizada em veículos de médio e grande porte em virtude da sua boa eficiência.

3.1 ESTUDO DO CIRCUITO DE LÍQUIDO

A temperatura instantânea do líquido refrigerante resulta do equilíbrio entre o fluxo térmico cedido pelo motor à água e do fluxo térmico dissipado ao ambiente pelo radiador.

O modelo adotado propõe que o circuito de líquido seja decomposto em seus componentes principais, Figura 25, e seja resolvida a equação de calor em regime transitório para o motor e radiador. Desta forma se determina a temperatura do líquido na saída do motor e do radiador.

A vazão de água que atravessa o radiador se modifica ao longo do tempo e é comandada por um coeficiente α que modela o by-pass. O ciclo de funcionamento do termostato que comanda o funcionamento do by-pass está mostrado na Figura 26.

Admitindo que não existam perdas térmicas pelas tubulações, a temperatura na entrada do motor é deduzida por um balanço energético no ponto A da Figura 25.

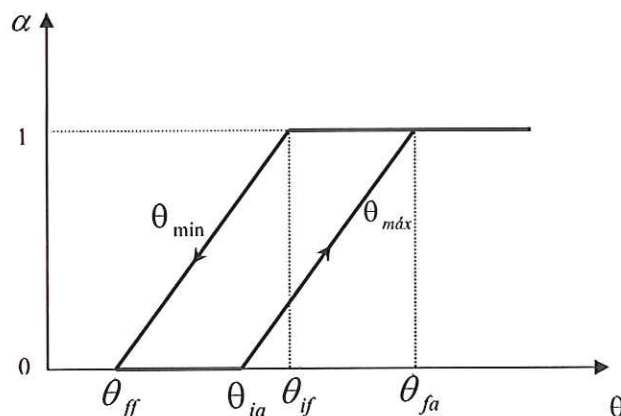


FIGURA 26 – Ciclo de funcionamento do termostato. Sartre e Lallemand (1993).

O funcionamento do circuito de líquido está intimamente relacionado com a atuação do termostato. Para baixas temperaturas do motor, o termostato permanece fechado, impedindo que o líquido refrigerante passe pelo radiador e perca calor; conforme o motor se aquece o termostato abre passagem – seguindo o ciclo da Figura 26 - para o líquido refrigerante em direção ao radiador e mantém o motor em uma temperatura adequada de funcionamento. Vale ressaltar que a temperatura de controle do termostato é tomada no líquido de arrefecimento na saída do motor.

Na Figura 26 têm-se representadas pela variável θ as temperaturas de início e fim de fechamento e abertura do termostato. A variável α representa a fração de líquido refrigerante que passa pelo radiador. Nota-se que há uma diferença entre as temperaturas final de abertura (θ_{fa}) e inicial de fechamento (θ_{if}) e final de fechamento (θ_{ff}) e inicial de abertura (θ_{ia}) do termostato e é tida como uma histerese do termostato. Estas temperaturas são ajustadas levando-se em consideração as características de cada motor e sua necessidade de resfriamento.

3.1.1 FLUXO TÉRMICO CEDIDO PELO MOTOR AO LÍQUIDO DE ARREFECIMENTO

SARTRE (1993) afirma que o fluxo térmico total Φ_e cedido pelo motor ao fluido de arrefecimento depende:

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

O fluxo é, então, determinado por uma correlação empírica estabelecida em função da rotação do motor N_{mot} , da vazão de combustível \dot{m}_f e de duas constantes experimentais c_1 e c_2 :

$$\Phi_e = c_1 N_{mot}^2 + c_2 \dot{m}_f \quad (1)$$

Este trabalho utilizará valores aproximados para o fluxo térmico total, Φ_e , por não dispor das curvas características do motor obtidas em testes dinamométricos.

3.1.2 PRINCÍPIOS DA MODELAGEM

O modelo de Sartre e Lallemand (1993) é unidimensional e em regime transitório. As partes que trocam calor e que serão equacionadas (motor e radiador) são consideradas como um tubo retilíneo e homogêneo, caracterizado por uma vazão de líquido refrigerante \dot{v}_e e por uma massa equivalente em água μ_e (massa em água que poderia suportar o mesmo aquecimento que o sistema real quando submetido à mesma taxa de transferência de calor). Algumas partes trocam uma potência térmica por unidade de comprimento, Φ_e , com o meio exterior (motor e radiador) e outras, como a tubulação, são supostas adiabáticas.

É importante ressaltar que o modelo utilizado contempla variações de temperatura ao longo do motor e radiador. A função adotada aproxima as variações de temperatura observadas na realidade.

Para cada parte do circuito de líquido de arrefecimento, é aplicada a equação do calor, explicitada na sua forma diferencial na eq.(2):

$$c_{pe} \mu_{e_j} \frac{\partial T(x,t)}{\partial t} = \lambda S \frac{\partial^2 T(x,t)}{\partial x^2} - c_{pe} \rho_e \dot{v}_{e_j}(t) \frac{\partial T(x,t)}{\partial x} + \varphi_{e_j}(x,t) \quad (2)$$

sendo c_{pe} o calor específico do líquido, T a temperatura, x o comprimento do tubo característico, t o tempo, λ a condutividade térmica da água e S a área do tubo. O índice j se refere às partes do circuito e os termos que o acompanham estão na Tabela 1.

De Marqui (1999) ressalta que o termo à esquerda da eq.(2) 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.

TABELA 1 – Coeficientes utilizados na equação de calor

Partes	μ_{e_j} (kg/m)	\dot{v}_{e_j} (kg/s)	φ_{e_j} (W/m)
Motor	μ_{e_1}	\dot{v}_{ar}	$\varphi_e = \frac{\phi_e}{L_m}$
Radiador	μ_{e_2}	$\alpha \dot{v}_e$	$-K_{f_{e_1}}(t) s_{f_{e_1}} [T(x,t) - T_a(t)]$

3.1.3 RESOLUÇÃO DA EQUAÇÃO DE CALOR

O método para a resolução da equação do calor utiliza uma dupla transformada de Laplace aplicada à eq.(2). Para cada instante de tempo são considerados constantes o coeficiente de troca de calor entre o líquido e o ar, a vazão de líquido, a densidade do líquido, a temperatura do ar e o fluxo térmico

dissipado pelo motor. Para simplificar a resolução considera-se não haver troca de calor por condução interna ao fluido.

3.1.3.1 Resolução aplicada ao radiador

Aplicando os termos da Tabela 1 à eq.(2), obtém-se para o radiador:

$$\mu_{e_2} c_{p_2} \frac{\partial T(x,t)}{\partial t} = -\alpha c_{p_e} \rho_e \dot{v}_e \frac{\partial T(x,t)}{\partial x} - K_{f_e} s_{f_e} [T(x,t) - T_a] \quad (3)$$

Considerando: $a = \frac{c_{p_e} \mu_{e_2}}{K_{f_e} s_{f_e}}$ e $b = \frac{\alpha c_{p_e} \rho_e \dot{v}_e}{K_{f_e} s_{f_e}}$, obtém-se:

$$a \frac{\partial T(x,t)}{\partial t} + b \frac{\partial T(x,t)}{\partial x} = T_a - T(x,t) \quad (4)$$

As condições iniciais são as seguintes:

$$T(0,t) = T_e(t) \quad e \quad T(x,0) = T_i(x),$$

sendo T_e a temperatura da água na entrada do radiador - constante para um passo de tempo - e T_i a temperatura inicial da água do radiador. Para o intervalo de tempo em que a equação do calor é integrada, $T_i(x)$ é tido como a distribuição de temperatura do passo precedente.

Resolvendo a eq.(4) como apresentado no Apêndice 1, surge uma grandeza característica que fisicamente representa a velocidade de propagação das perturbações criadas pela variação em torno da temperatura do líquido na entrada do radiador:

$$\frac{a}{b} = \frac{\rho_e \dot{v}_{e_j}}{\mu_e}$$

Em um ponto de abscissa x do tubo característico, em um tempo t , a expressão analítica da temperatura adquire uma forma diferente e que está

relacionada ao fato de x/t ser maior ou menor que a velocidade de propagação das perturbações (a/b).

Com base no exposto acima se tem:

$$T(x,t) = T_a + \left[T_i \left(x - \frac{b}{a} t \right) - T_a \right] e^{-\left(\frac{t}{a} \right)} \quad \text{se } t < \frac{a}{b} x \quad (5)$$

$$\text{e } T(x,t) = T_a + \left[T_e \left(t - \frac{a}{b} x \right) - T_a \right] e^{-\left(\frac{x}{b} \right)} \quad \text{se } t > \frac{a}{b} x \quad (6)$$

3.1.3.2 Resolução aplicada ao motor

Aplicando os termos da Tabela 1 à eq.(2), obtém-se para o motor:

$$\mu_{e_2} c_{p_2} \frac{\partial T(x,t)}{\partial t} = -c_{p_e} \rho_e \dot{v}_e \frac{\partial T(x,t)}{\partial x} + \varphi_e \quad (7)$$

Considerando: $a = c_{p_e} \mu_{e_1}$ e $b = c_{p_e} \rho_e \dot{v}_e$, obtém-se:

$$a \frac{\partial T(x,t)}{\partial t} + b \frac{\partial T(x,t)}{\partial x} = \varphi_e \quad (8)$$

As condições iniciais são as seguintes:

$$T(0,t) = T_e(t) \quad \text{e} \quad T(x,0) = T_i(x),$$

sendo T_e a temperatura da água na entrada do motor – constante para um passo de tempo - resultante de um equilíbrio energético no ponto A da Figura 26. Para o intervalo de tempo em que a equação do calor é integrada, $T_i(x)$ é tido como a distribuição de temperatura do passo precedente.

Análogo ao radiador, também apresenta-se uma descontinuidade nas expressões para a temperatura do líquido de arrefecimento no motor:

$$T(x,t) = T_i \left(x - \frac{b}{a} t \right) + \frac{\varphi_e}{a} t \quad \text{se } t < \frac{a}{b} x \quad (9)$$

e

$$T(x,t) = T_e \left(t - \frac{a}{b} x \right) + \frac{\varphi_e}{b} x \quad \text{se } t > \frac{a}{b} x \quad (10)$$



4 DESCRIÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL

De posse das equações apresentadas no Capítulo 3 referentes ao modelo matemático que caracteriza o funcionamento do sistema de arrefecimento, pôde-se desenvolver um software em Matlab – Simulink para a simulação.

O Matlab é um ambiente de desenvolvimento de sistemas que combina em um único ambiente integrado, recursos avançados de computação numérica, visualização de gráficos e linguagem de programação de dados de alto nível baseada em matrizes. Constituído sobre o ambiente Matlab, o Simulink é uma ferramenta interativa para desenvolvimento, simulação e análise de sistemas dinâmicos através da criação de modelos baseados em diagrama de blocos.

O modelo computacional segue a mesma estrutura que foi utilizada no equacionamento matemático, ou seja, divide o circuito de líquido do sistema de arrefecimento em seus componentes principais – motor, radiador, by-pass, termostato e tubulações. Um esquema está apresentado na Figura 25 do Capítulo 3.

O programa computacional permite obter a evolução da temperatura do motor e radiador ao longo do tempo, tendo como parâmetros de entrada as características construtivas do veículo, condições ambientais e valores convenientemente definidos em projeto.

Na Figura 27 é apresentado o esquema de construção do programa computacional. Cada subsistema realiza o cálculo para uma determinada parte do circuito. Os conteúdos dos subsistemas 1 e 3 são mostrados, respectivamente, no Anexo B e C.

As variáveis de entrada e saída dos subsistemas são as seguintes:

a. Substema 1

Realiza o cálculo da temperatura de saída do radiador definida pela Eq.(5) e Eq. (6) do Capítulo 3 e que utiliza os seguintes dados de entrada:

- Temperatura ambiente [K];
- Temperatura inicial do líquido dentro do radiador [K];
- Parâmetros a e b descritos no Capítulo 3 referentes ao radiador;
- Comprimento do tubo característico aplicado ao radiador [m];
- Tempo [s];
- Abertura do termostato.

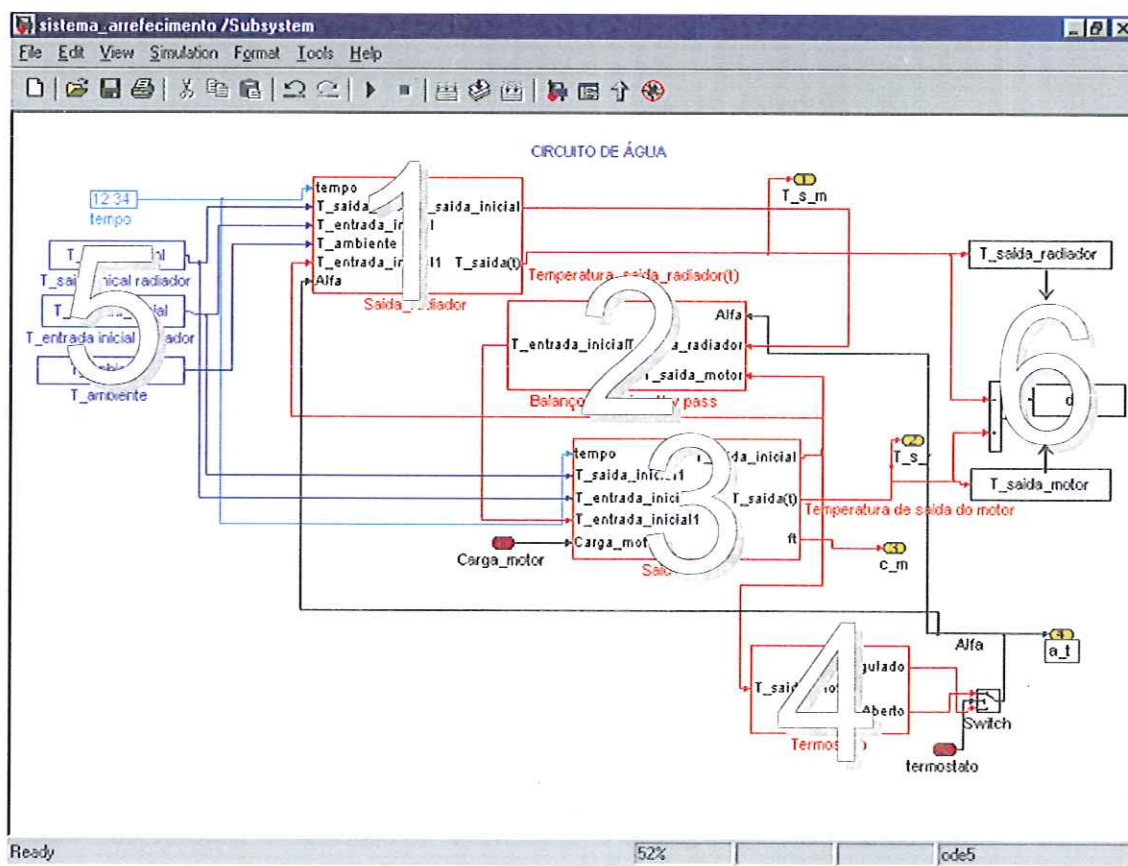


FIGURA 27 – Subsistemas do software em Matlab-Simulink

b. Subistema 2

Realiza o balanço energético no by-pass e define a temperatura de entrada do motor. Os dados de entrada são:

- Temperatura de saída do motor [K];
- Temperatura de saída do radiador [K];
- Abertura do termostato

c. Subistema 3

Realiza o cálculo da temperatura de saída do motor definida pela Eq.(9) e Eq.(10) do Capítulo 3 e que utiliza os seguintes dados de entrada:

- Temperatura inicial do líquido dentro do motor [K];
- Parâmetros a e b descritos no Capítulo 3 referentes ao motor;
- Comprimento do tubo característico aplicado ao motor [m];
- Fluxo térmico cedido pelo motor líquido de arrefecimento [W];
- Tempo [s]

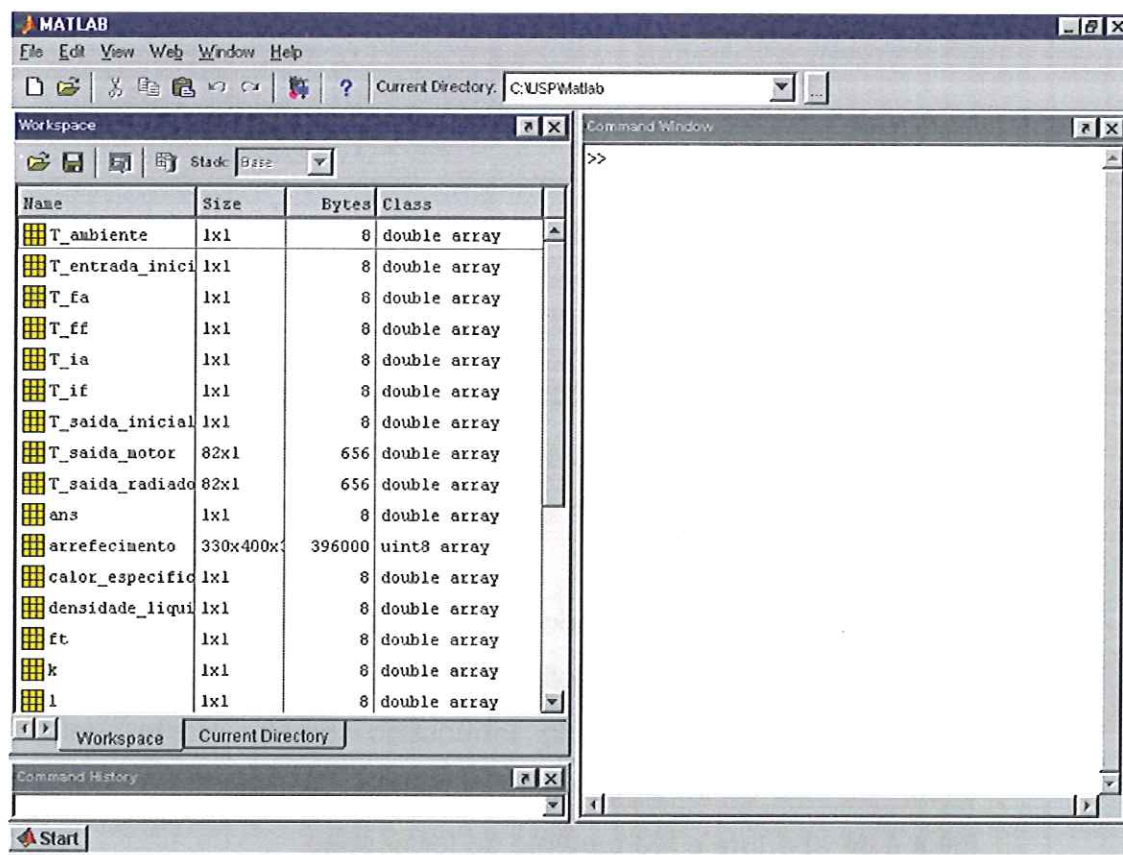
d. Subistema 4

Realiza o cálculo da abertura do termostato, de acordo com a Figura 27 do capítulo 3, em função dos seguintes dados de entrada:

- Temperatura inicial de abertura do termostato [K];
- Temperatura final de abertura do termostato [K];
- Temperatura inicial de fechamento do termostato [K];
- Temperatura final de fechamento do termostato [K]

No lado esquerdo da Figura 28 mostra-se o *workspace* do *Matlab* no qual os dados de entrada e saída dos subsistemas da Figura 27 são armazenados.

Na Figura 27, o número 5 representa alguns dos dados de entrada importados do *workspace* e o número 6 representa alguns dos dados de saída exportados para o *workspace*.

FIGURA 28 – *Workspace do software em Matlab*

5 RESULTADOS

A seguir são apresentados os resultados das simulações realizadas com o “software” elaborado. A simulação será realizada utilizando dados de um veículo modelo, semelhantes aos de um veículo real.

O veículo será simulado admitindo-se, como condição inicial, a partida a frio. Será analisada a evolução da temperatura com o tempo para diferentes condições como, por exemplo, termostato completamente aberto e regulado, diferentes valores de temperatura ambiente, de coeficiente de transferência de calor e de abertura e fechamento do termostato.

A carga térmica cedida pelo motor ao líquido de arrefecimento foi utilizada na simulação de formas constante (simulando um motor de aproximadamente 200HP) e aleatória, como é mostrada na Figura 30.

Os dados comuns, utilizados em todas as simulações, estão dispostos na Tabela 2 a seguir. A Tabela 3 apresenta os dados complementares utilizados na determinação da Figura 29.

TABELA 2 – Dados fixos utilizados na simulação

Temperatura de entrada inicial (motor e radiador) [°C]	25
Temperatura de saída inicial (motor e radiador) [°C]	25
Calor específico do líquido refrigerante $\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$	4196,4
Densidade do líquido refrigerante $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$	974,08
Comprimento equivalente do radiador [m]	6

Comprimento equivalente do motor [m]	8
Massa equivalente em água - motor $\left[\frac{kg}{m} \right]$	6
Massa equivalente em água – radiador $\left[\frac{kg}{m} \right]$	2
Superfície frontal por unidade de comprimento $\left[\frac{m^2}{m} \right]$	0,01
Vazão de líquido refrigerante $\left[\frac{m^3}{s} \right]$	0,004

TABELA 3 – Dados referentes à Figura 29

Temperatura ambiente [°C]	20
Fluxo térmico cedido pelo motor [kW / HP]	150 / 204
Coefficiente global de transferência de calor $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$	40000
Temperatura final de abertura do termostato [°C]	67
Temperatura final de fechamento do termostato [°C]	95
Temperatura inicial de abertura do termostato [°C]	93
Temperatura inicial de fechamento do termostato [°C]	70
Status do termostato	Aberto

A Figura 29 apresenta um exemplo típico da evolução da temperatura do motor e radiador para um fluxo térmico constante e termostato completamente aberto para passagem do líquido de arrefecimento pelo radiador.

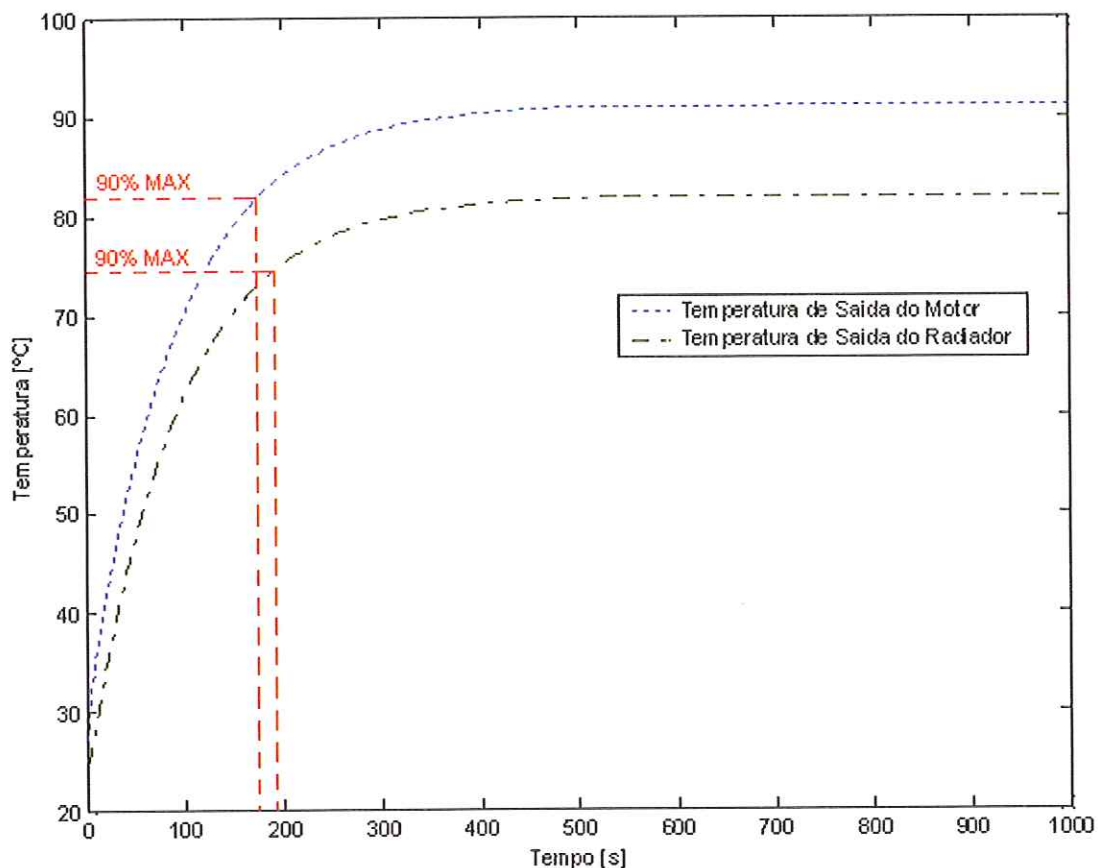


FIGURA 29 – Evolução da temperatura de saída do Motor e Radiador em dependência do tempo.

A Figura 30 mostra o fluxo térmico aleatório e a Figura 31 a variação da abertura do termostato que serão aplicados na simulação que originou os gráficos subsequentes.

A possibilidade de ser inserido no programa computacional um fluxo térmico cedido pelo motor com o perfil desejado é bastante importante do ponto de vista prático pois permite ao projetista simular condições específicas do seu sistema e que podem ser difíceis e/ou custosas de serem recriadas em testes de pista.

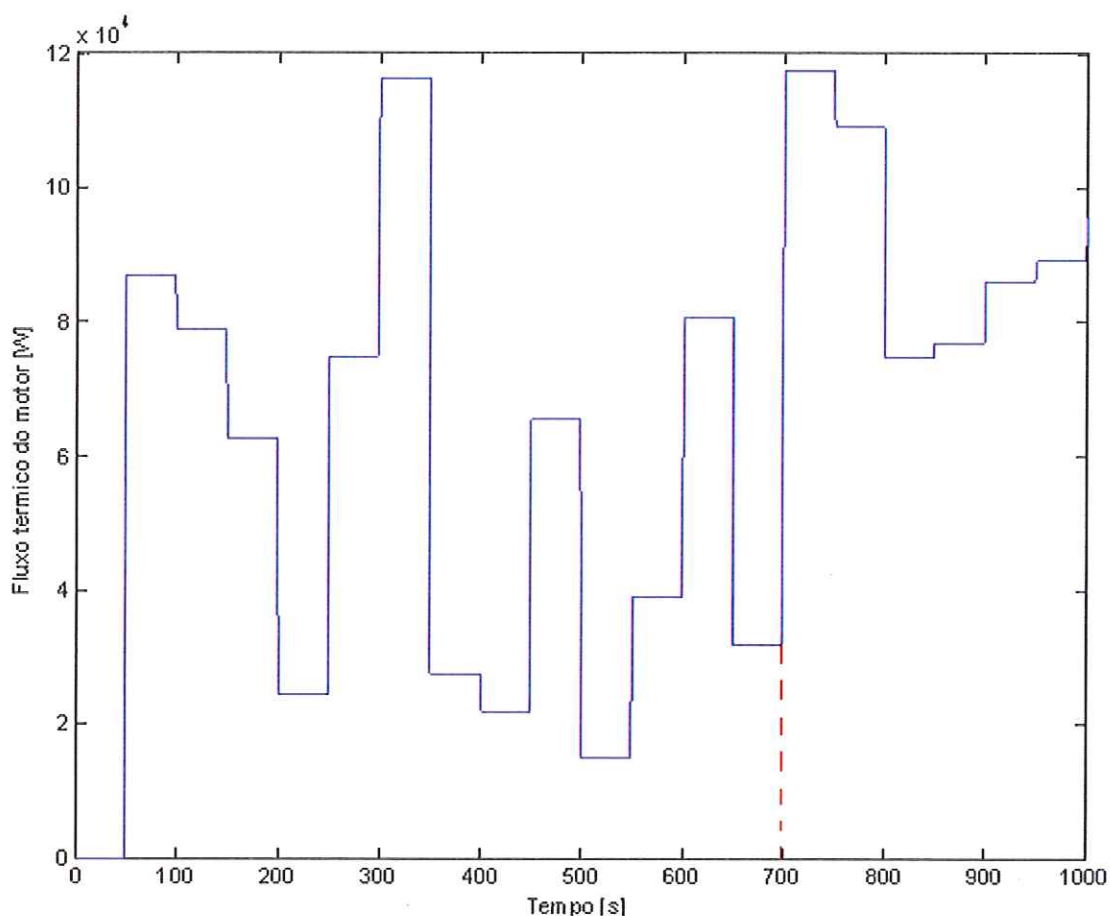


FIGURA 30 – Fluxo térmico adotado teórico cedido pelo motor ao líquido de arrefecimento

Pode-se notar que nesta condição em que o fluxo de calor cedido pelo motor é aleatório, a partir de 700s a carga térmica média aumenta em relação aos valores de tempo inferiores a 700s. Este fato terá correspondência com os próximos resultados a serem apresentados.

Na Figura 31 percebe-se a influência da maior carga térmica cedida pelo motor na abertura do termostato. Acima de 700s, a válvula termostática permanece constantemente aberta, variando apenas o grau de abertura. Para esta situação de fluxo de calor variável apresenta-se uma situação totalmente transitória.

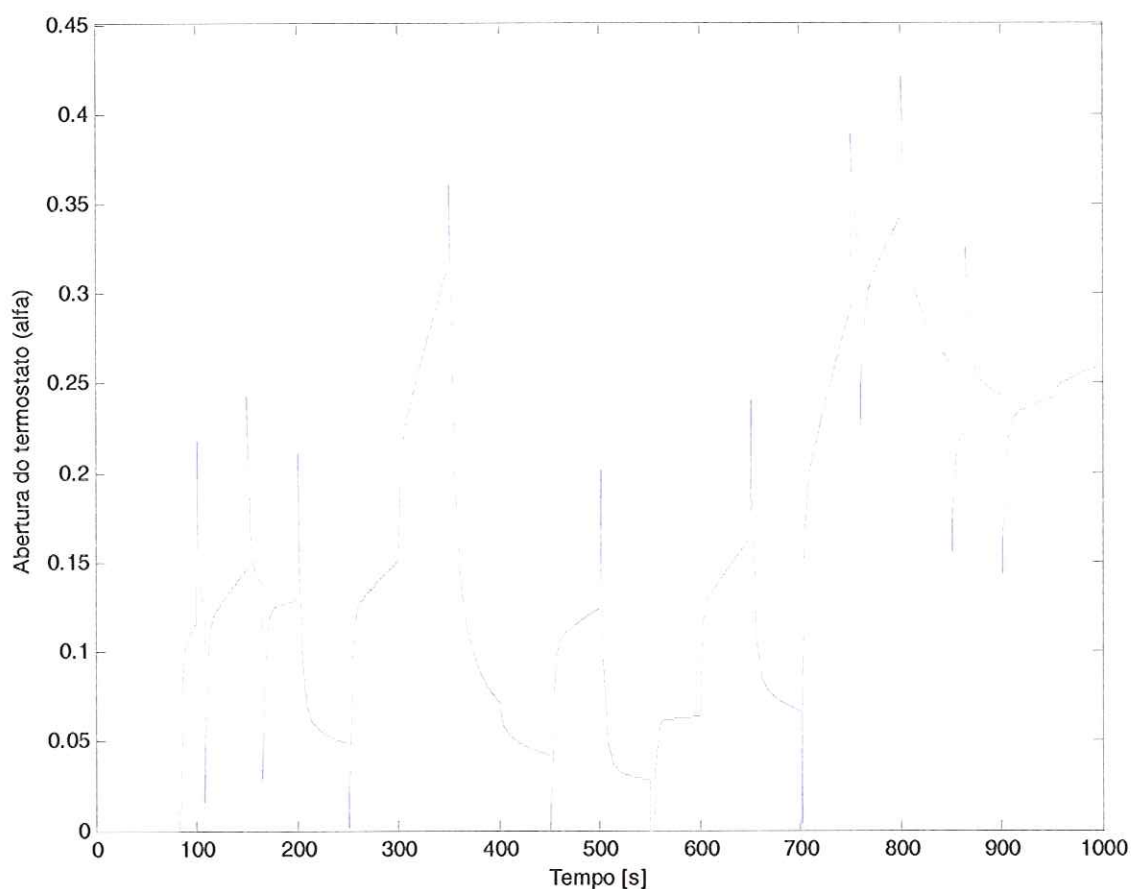


FIGURA 31 – Abertura do termostato

Na Figura 32 pode-se notar a variação da temperatura de saída do motor e radiador quando aplicado, na simulação, um fluxo térmico cedido pelo motor ao líquido de arrefecimento variável e termostato regulado.

Nesta mesma figura é possível perceber que a variação da temperatura do motor, durante a simulação, foi bastante inferior à variação encontrada na temperatura do líquido de arrefecimento (saída do radiador).

TABELA 4 – Dados referentes à Figura 32

Temperatura ambiente [°C]	20
Fluxo térmico cedido pelo motor [W]	Variável
Coeficiente global de transferência de calor $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$	40000
Temperatura final de abertura do termostato [°C]	67
Temperatura final de fechamento do termostato [°C]	95

Temperatura inicial de abertura do termostato [°C]	93
Temperatura inicial de fechamento do termostato [°C]	70
Status do termostato	Regulado

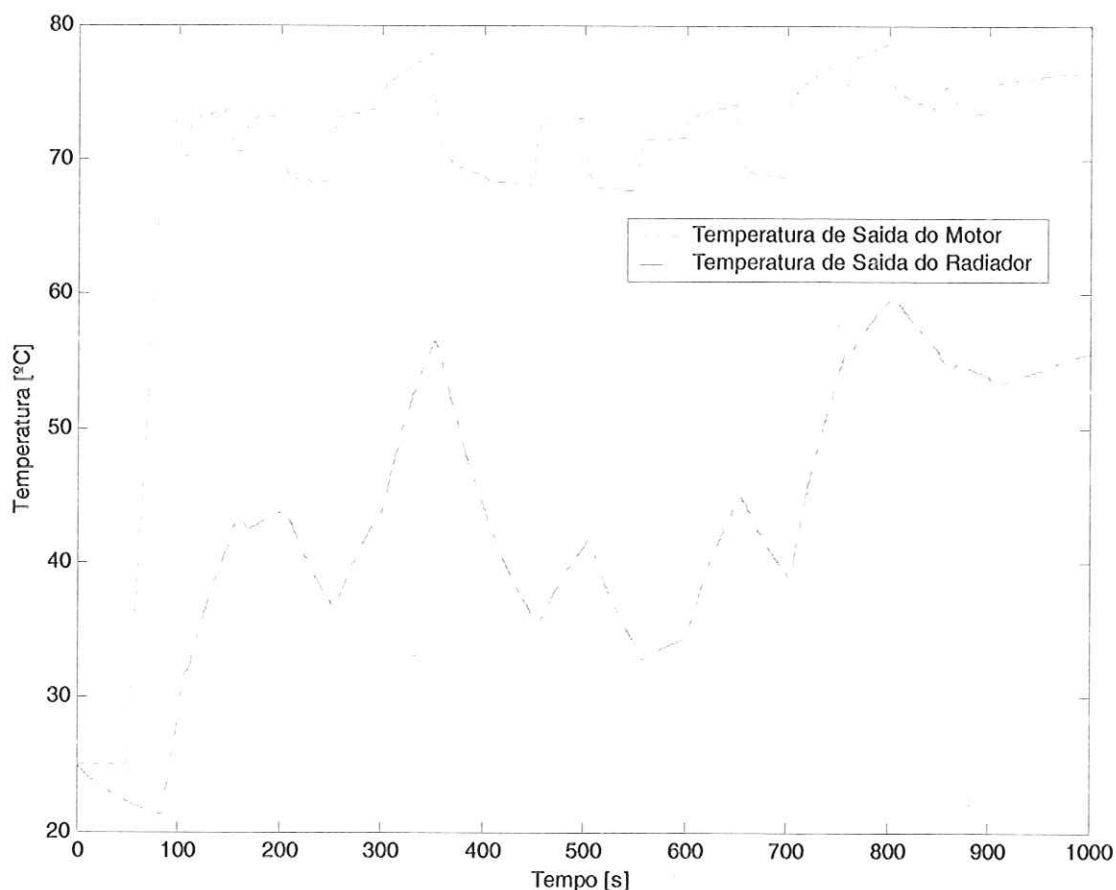


FIGURA 32 – Temperatura de saída do Motor e Radiador

A Figura 33 faz a comparação da temperatura de saída do motor em função da temperatura ambiente. Nota-se que a temperatura de saída do motor se estabiliza em um valor superior quando a temperatura ambiente aumenta.

TABELA 5 – Dados referentes à Figura 33

Temperatura ambiente [°C]	25 e 10
Fluxo térmico cedido pelo motor [kW / HP]	150 / 204
Coeficiente global de transferência de calor $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$	40000
Temperatura final de abertura do termostato [°C]	67

Temperatura final de fechamento do termostato [°C]	95
Temperatura inicial de abertura do termostato [°C]	93
Temperatura inicial de fechamento do termostato [°C]	70
Status do termostato	Aberto

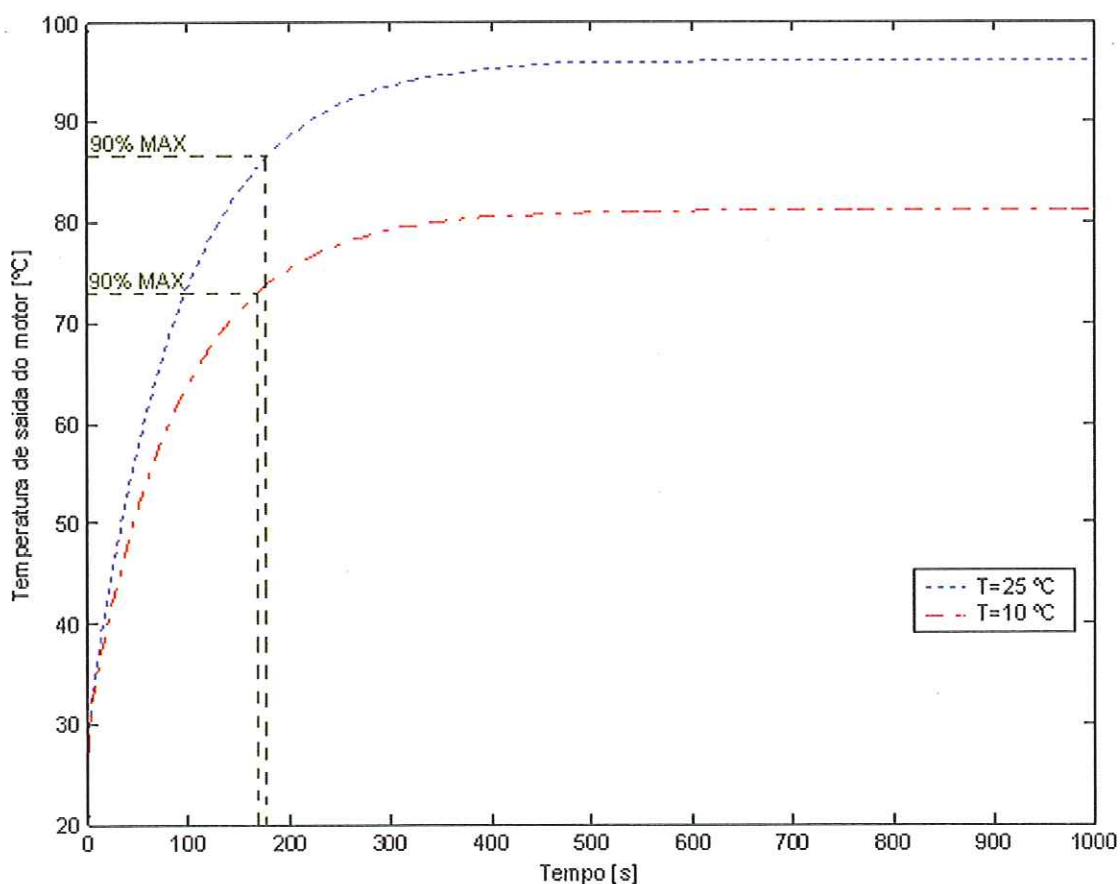


FIGURA 33 – Influência da Temperatura Ambiente na Temperatura de Saída do Motor

Pode-se verificar a influência do coeficiente global de transferência de calor no sistema de arrefecimento através dos resultados obtidos na Figura 34. Esta simulação foi realizada com fluxo térmico constante e termostato completamente aberto. Nota-se uma expressiva queda na temperatura de saída do motor com o aumento do coeficiente global de transferência de calor. Na prática isto pode ser obtido com o aumento no tamanho do radiador.

TABELA 6 – Dados referentes à Figura 34

Temperatura ambiente [°C]	20
Fluxo térmico cedido pelo motor [kW / HP]	150 / 204
Coeficiente global de transferência de calor $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$	40000 e 80000
Temperatura final de abertura do termostato [°C]	67
Temperatura final de fechamento do termostato [°C]	95
Temperatura inicial de abertura do termostato [°C]	93
Temperatura inicial de fechamento do termostato [°C]	70
Status do termostato	Aberto

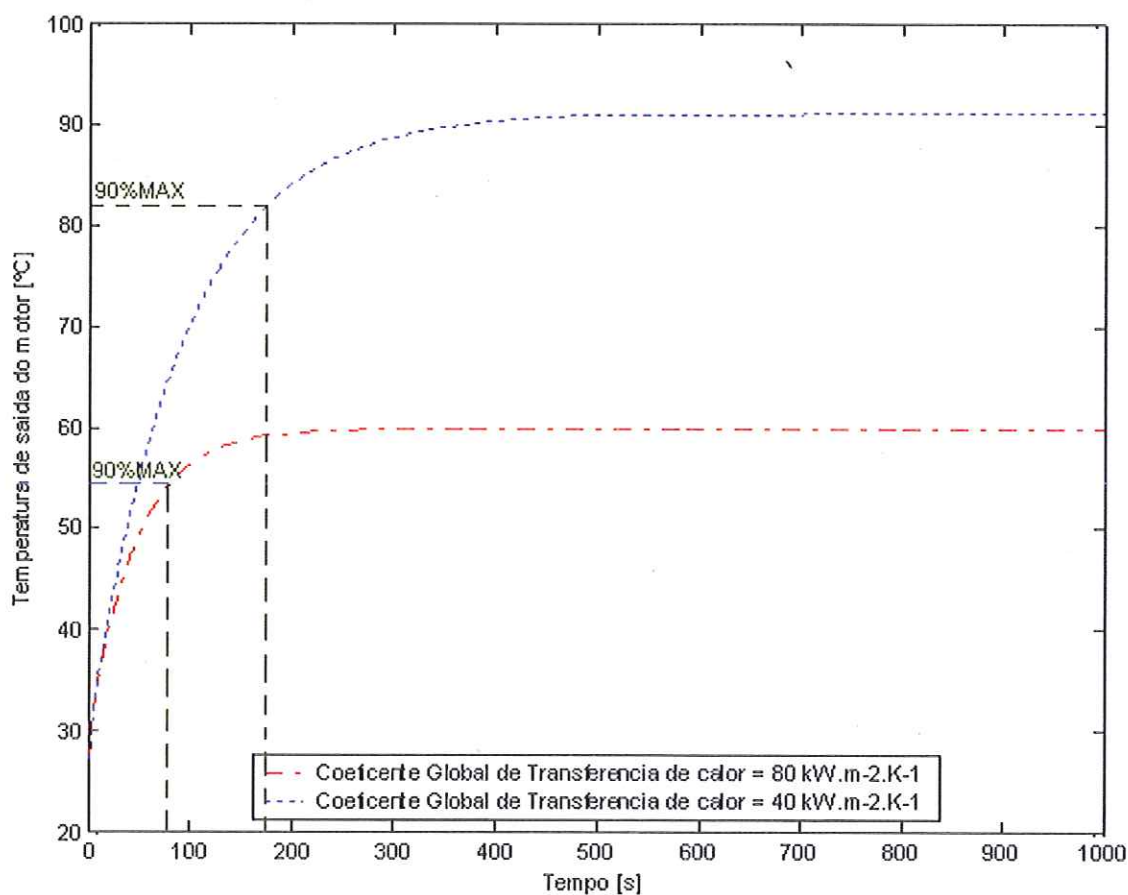


FIGURA 34 - Influência do Coeficiente Global de Transferência de calor

A Figura 35 apresenta uma comparação das temperaturas de saída do motor e radiador em função das temperaturas de abertura e fechamento do termostato.

Para o termostato 2 foram adotadas temperaturas mais elevadas - tanto para abertura quanto para o fechamento – que para o termostato 1, em ambos os casos, mantendo constante a diferença entre as temperaturas de abertura e fechamento.

TABELA 7 - Dados referentes à Figura 35

Temperatura ambiente [°C]	20
Fluxo térmico cedido pelo motor [W]	Variável
Coeficiente global de transferência de calor $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$	40000
Temperatura final de abertura do termostato [°C]	61
Temperatura final de fechamento do termostato [°C]	90
Temperatura inicial de abertura do termostato [°C]	87
Temperatura inicial de fechamento do termostato [°C]	63
Status do termostato	Regulado

Na Figura 35 também é possível ser observado que, quando utilizado o termostato 2, a diferença entre as temperaturas de saída do motor e radiador se apresenta, ao longo de toda a simulação, superior àquela encontrada para a condição de utilização do termostato 1.

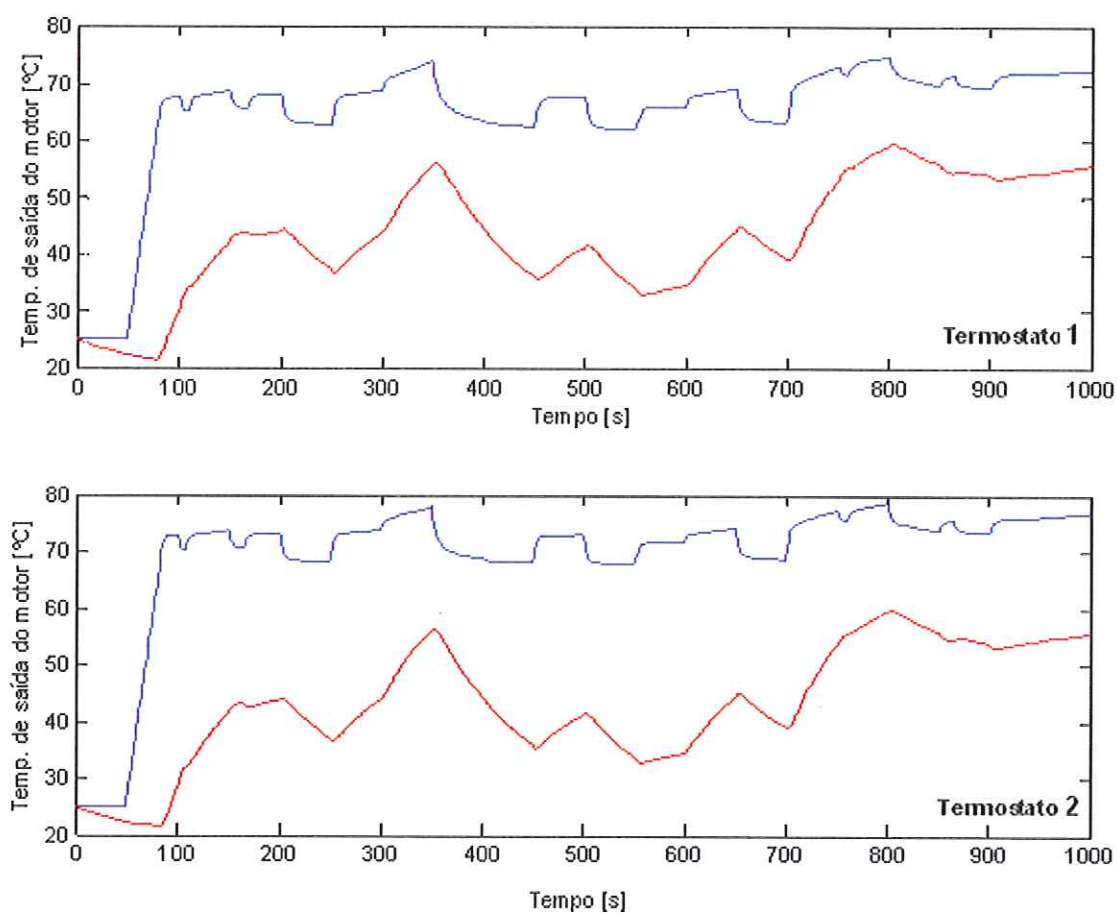


FIGURA 35 – Influência da temperatura de abertura e fechamento do termostato na temperatura de saída do motor.

6 CONCLUSÕES

O software desenvolvido mostrou-se de fácil utilização na simulação do sistema de arrefecimento de veículos comerciais.

O modelo matemático baseia-se tanto em leis físicas quanto em correlações empíricas estabelecidas pelos projetistas. Adaptando essas correlações, é possível utilizar o modelo para outros sistemas de arrefecimento que possuam as mesmas características básicas de funcionamento.

Os resultados obtidos das simulações permitem afirmar que o modelo matemático utilizado retrata a tendência de comportamento de um sistema de arrefecimento.

O modelo computacional é útil no desenvolvimento de sistema de arrefecimento na fase de projeto bem como na de validação do veículo.

Para a simulação do sistema de arrefecimento verifica-se a dificuldade na determinação do Coeficiente Global de Transferência de Calor. Este componente do equacionamento pode ser obtido em um banco de dados de testes de pista e aplicado o valor referente à um veículo semelhante.

O modelo computacional desenvolvido contempla apenas o circuito de líquido. É necessário, para que haja uma análise mais precisa do sistema de arrefecimento, que seja levado em consideração o circuito de ar por meio da medição da potência consumida durante o funcionamento do ventilador.

Este trabalho possibilita o projeto de novos sistemas de arrefecimento totalmente controlados por computador, adaptáveis às diversas condições de operação.

O programa computacional desenvolvido nesse trabalho é a célula inicial de eventuais outros programas que possam ser criados e que contenham, agregados à si, outras variáveis secundárias que não foram modeladas nesse trabalho mas que possibilitarão uma caracterização mais precisa de todo o sistema de arrefecimento.

Espera-se que o trabalho realizado possa contribuir para o desenvolvimento dos sistemas de arrefecimento de veículos comerciais e conseqüentemente para redução no consumo de combustível e diminuição da poluição atmosférica.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALUMINUM Radiators. (1957). *SAE Journal*, mar.

ANDERSSON, A. (1997). Installation Influence on Cooling Fan Air Flow. *SAE Technical Paper 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.

CHANG, X.; CHIANG, E.C.; JOHNSON, J.H.; YANG, S.L (1991). The Dimensionless Correlation of Airflow for Vehicle Engine Cooling System. *SAE Technical Paper Series*, n. 910643, p.1-17.

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 Paper Series*, n. 821049, p.39-59.

COWELL, T. A.; HEIKAL, M.R.; ACHAICHIA, A. (1995). Flow and Heat Transfer in Compact Louvered Fin Surfaces. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v.10, p. 192-195.

DE MARQUI, C. (1999). *Análise e Otimização de Sistemas de Arrefecimento de Motores Diesel*. 92p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos. 1998.

FENTON, J. (1986). *Gasoline Engine Analysis*. London: Mechanical Engineering Publications Ltda. Cap. 4, p.240-293: Cooling system design.

HEISLER, H. (1995). *Advanced Engine Technology*. London: SAE International. Cap.14, p.717-756: Cooling and Lubrication Systems.

JÓVAJ, M.S.; MÁŠLOV, G.S. (1973). *Motores de Automovil: Teoría, cálculo y estructura de los motores de combustión interna*. URSS: Mir Moscú. Cap. 24, p.524-534: Sistema de Refrigeración.

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 Paper Series*, n. 971816, p.357-362.

KOCK, F.; MASSEN, F.; HAUBNER, F. (1998). Cooling System Development and Optimization with the Computer Code Cool. *SAE Technical Paper Series*, n.980425, p.1-6.

LEE, K.H.; LEE, J.H.; KOO, B.J. (1998). Development of a Continuously Variable Speed Viscous Fan Clutch for Engine Cooling System. *SAE Technical Paper Series*, n. 980838, p. 115-121.

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.

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). Analysis of Diesel Cooling Systems. *SAE Technical Paper Series*, n.640453, p. 1-8.

SHIBATA, Y.; SHIMONOSONO, H.; YAMAI, Y. (1992). New Design of Cooling System with Computer Simulation and Engine Compartment Simulator. *SAE Technical Paper Series*, n. 931075, p. 57-66

SHIMADA, K.; KIMURA, K.; WATANABE, H. (2003). A Study of Radiator Cooling Fan with Labyrinth Seal. *JSAE Review*. V.24, p.431-439, may.

XU, Z.; JOHNSON, J.H. (1984). The Design and Testing of a Computer-Controlled Cooling System for a Diesel-powered Truck. *SAE Technical Paper 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 Paper Series*, n.841711, p. 1-18.

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.

OBRAS CONSULTADAS

AP, N.S.; GOLM, N.C. (1997). New Concept of Engine Cooling System (Newcool). *SAE Technical Paper Series*, n.971775, p.37-43.

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 Paper 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.

CROOK, R.F.; JU-GER, J.S. (1985). Design of Radiator For Low Flow Cooling Systems. *SAE Technical Paper Series*, n. 851472, p.1-10.

CROUSE, W.H. (1971a). *Automotive Engines*. Nova Iorque, McGraw Hill. Cap. 12, p.290-302: Automotive-Engine Cooling Systems.

CROUSE, W.H. (1971b). *Automotive Fuel, Lubricating, and Cooling System*. Nova Iorque, 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 Paper Series*, n.921525P.

EHLBECK, J.M.; MAYENBURG, M. (1991). Increasing Heavy-Duty Truck Fuel Economy. *SAE Technical Paper Series*, n.912662, p. 1-18.

JARRIER, L.; GENTILE, D. (1997). Simulation du Comportement Thermique Transitoire d'un Moteur à Combustion Interne et à Allumage Comandé, v.36, p.520-533.

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.; PAKKALA, J.E. (1997). The Automotive Cooling Fan Research and Development Facility. *SAE Technical Paper Series*, n.971784, p.93-97.

NORRIS, P.M.; HASTINGS, M.C.; WEPFER, W.J. (1989). An Experimental Investigation of Fluid 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 Paper Series*, n. 860766.

RICHARDS, R.R. (1985) Caterpillar 3406B Air-to-air Aftercooled Truck Engine. *SAE Technical Paper Series*, n. 851474, p.1-16.

SAHHNOUN, A.; WEBB, R.L. (1992). Prediction of Heat Transfer and Friction for the Louver Fin Geometry. *Journal of Heat Transfer*, v.114, p.893-900, nov.

SCHMIDT, R.C. (1965). Optimum Core Vital to Best Cooling System Design. *SAE Journal*, v.73, n.1, p.78-79, jan.

SCHOOK, R.P. (1986). Recent Advances in Ignition and Control Technology for Stationary Industrial Engines. *SAE Technical Paper Series*, n.860753, p.18.

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 Fan. Warrendale, PA.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS (1981).SAE J1342 – Method for Determining Power Consumption of Engine Cooling Fan Driver System. Warrendale, PA.

SUGA, K.; AOKI, H.; SHINAGAWA, T. (1990). Numerical Analysis on Two-Dimensional Flow and Heat Transfer of Louvered Fins Using Overland Grids. *JSME International Journal Series II*, V.33, N.1, p. 122-127.

TAYLOR, C.F. (1988). *Análise dos Motores de Combustão interna*. São Paulo: Edgard Blücher Ltda. Cap.8, p.267-310: Perdas de Calor.

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.

APÊNDICE 1

A seguir é apresentada a resolução da equação do calor no radiador.

A partir da eq. (3), 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 de 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 :

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

em que $\dot{Y}(x,p)$ é a derivada de $Y(x,p)$ em função de 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:

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

a equação do calor é então escrita em Z :

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

logo:

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

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

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

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

A segunda transformada 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, $y' = \frac{ax'}{b}$, a integral da eq. (8) torna-se:

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

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

A seguir é apresentada a resolução da equação do calor no motor.

A partir da eq. (7), 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 $T(x,t)$:

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

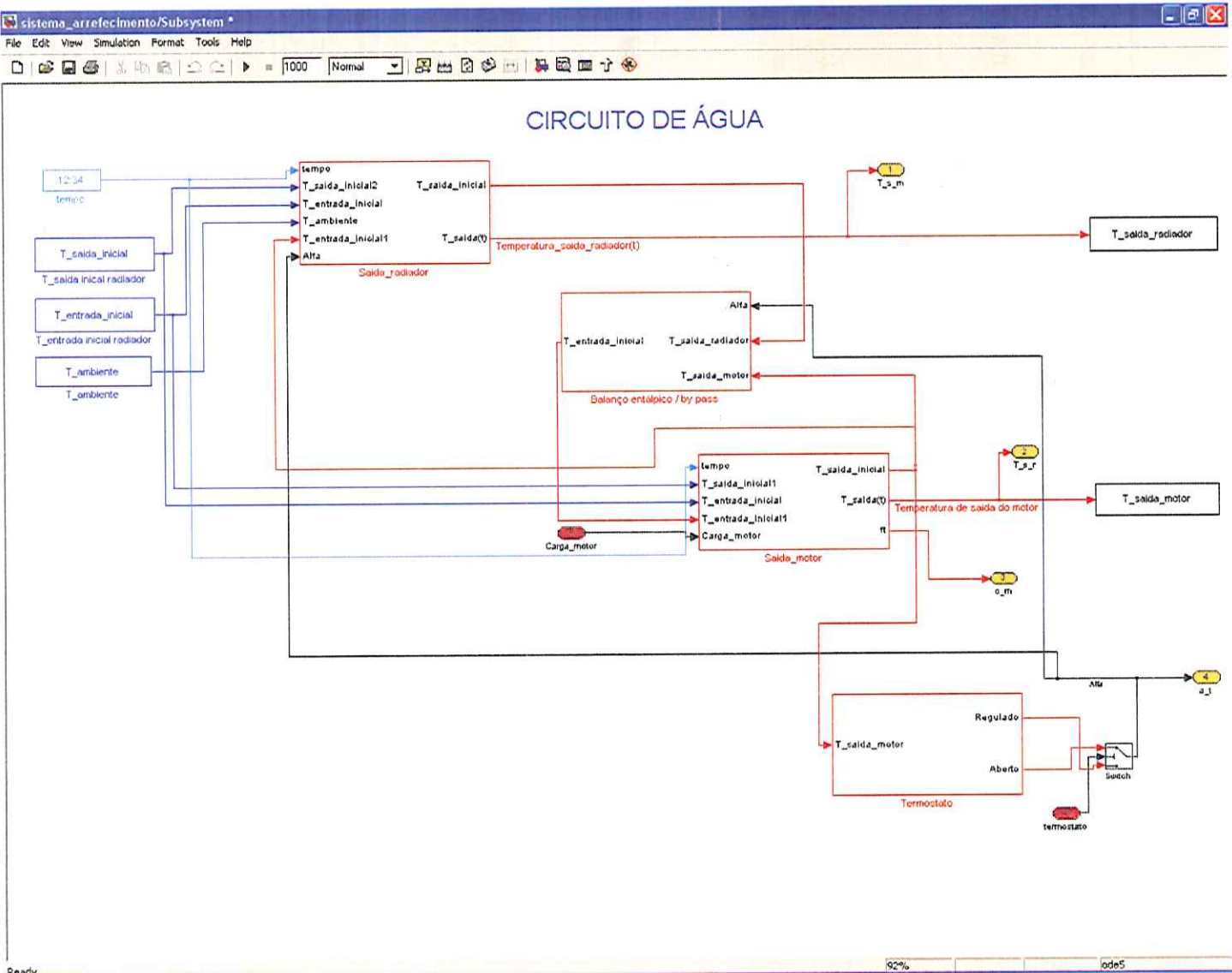
substituindo $y' = \frac{ax'}{b}$:

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

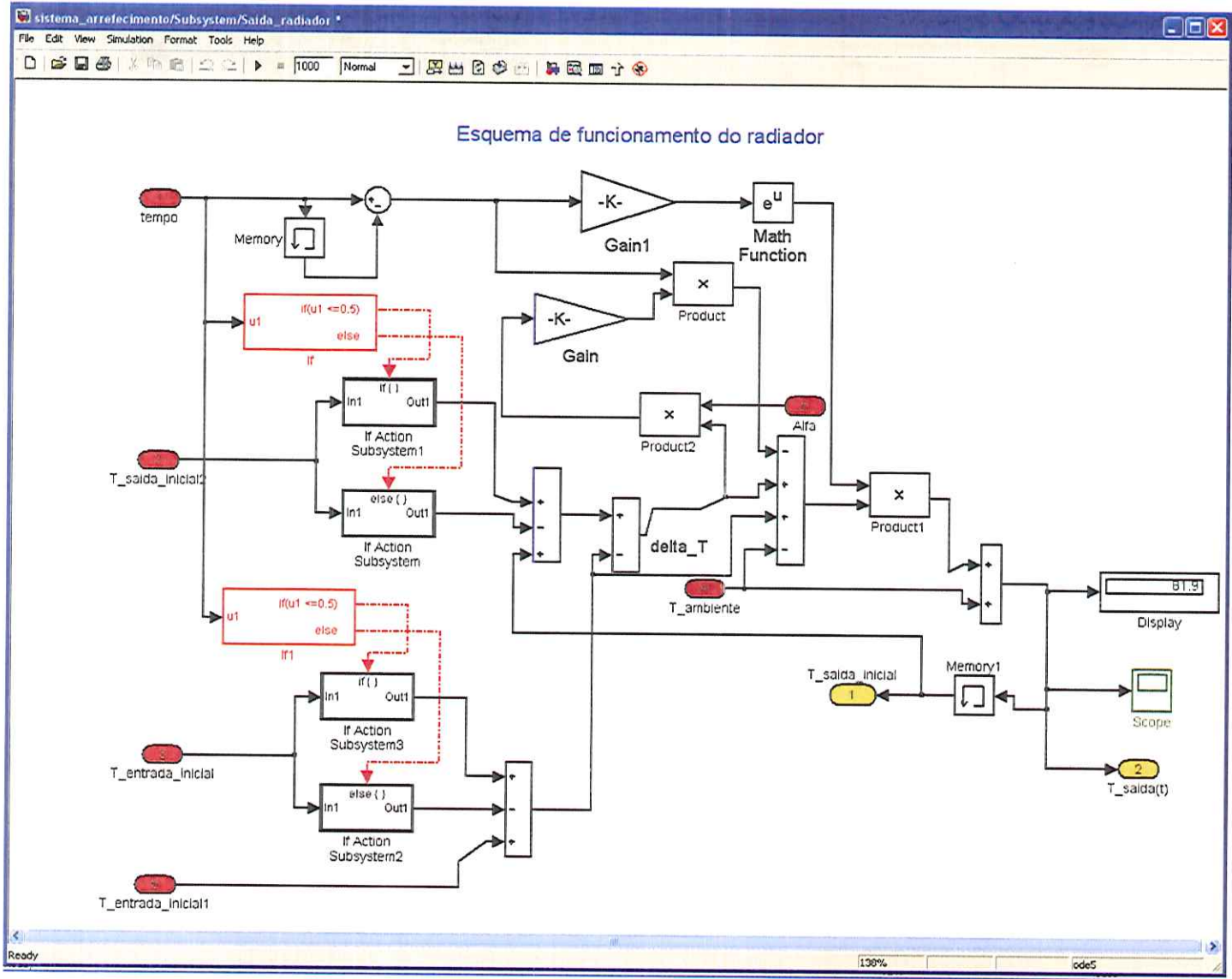
Desenvolvendo os produtos de convolução, introduzindo a variável τ e utilizando a definição de δ , obtém-se:

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

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

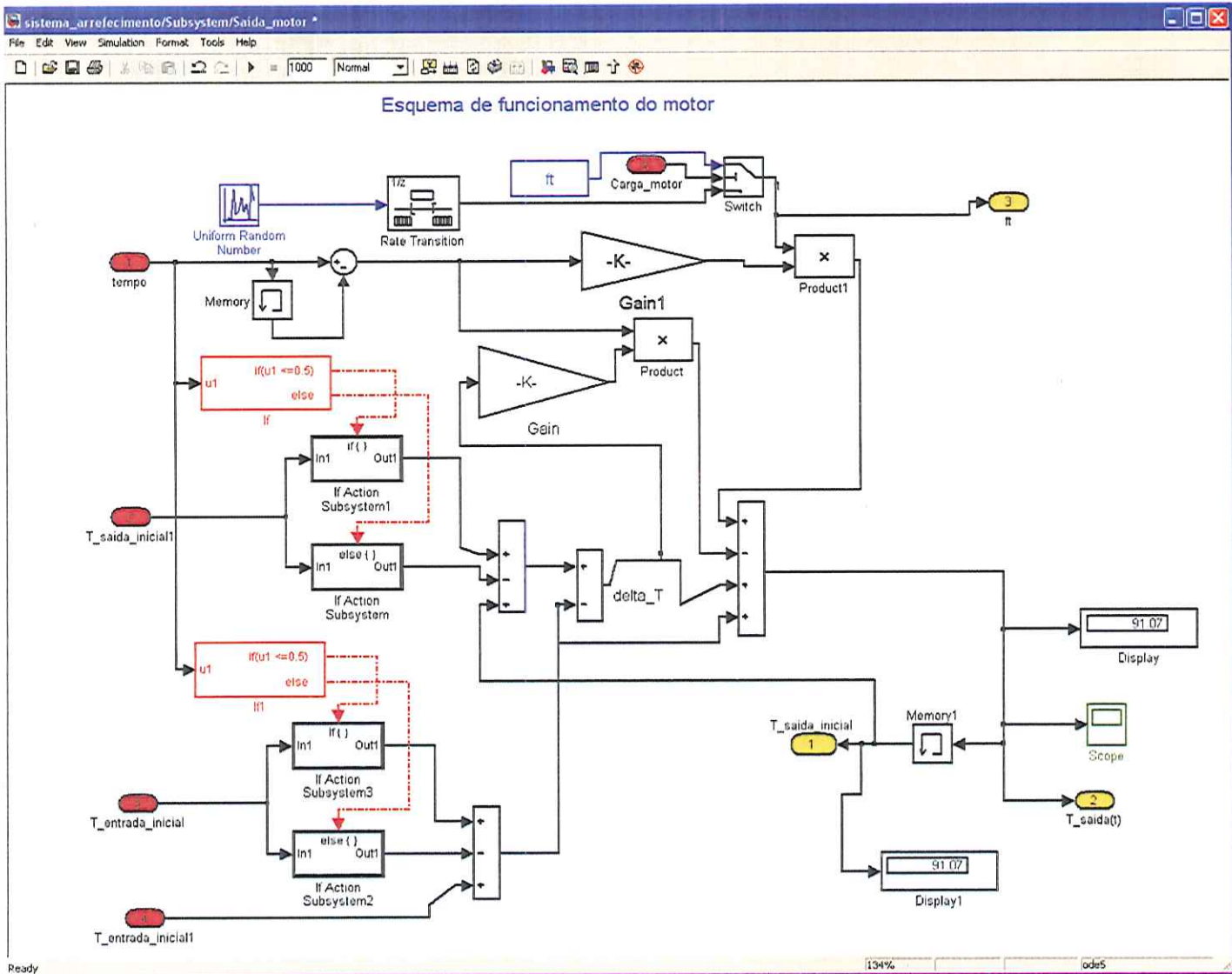


ANEXO A
Esquema do circuito de líquido refrigerante no Matlab-Simulink



Esquema do Subsistema 1 da Figura 27.

ANEXO B



ANEXO C
Esquema do Subsistema 3 da Figura 27.