

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**FERRAMENTA DE CÁLCULO E SELEÇÃO DE TROCADORES DE
CALOR DE FLUXO CRUZADO EM ARREFECIMENTO DE
AUTOMÓVEIS**

Victor Maluf Costantini

São Paulo

2014

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

FERRAMENTA DE CÁLCULO E SELEÇÃO DE TROCADORES DE
CALOR DE FLUXO CRUZADO EM ARREFECIMENTO DE
AUTOMÓVEIS

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em Engenharia

Victor Maluf Costantini

Orientador: Marcos de Mattos Pimenta

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo

2014

FICHA CATALOGRÁFICA

Costantini, Victor Maluf

Ferramenta de cálculo e seleção de trocadores de calor
de fluxo cruzado em arrefecimento de automóveis, por
V. M. Costantini. São Paulo: EPUSP, 2014
90 PÁGINAS

Trabalho de formatura – Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia
Mecânica

1. Trocadores de calor 2. Motores de combustão interna
3. Sistema de arrefecimento I. Universidade de São Paulo.
Escola Politécnica II. t.

RESUMO

Os sistemas de arrefecimento em automóveis constituem elemento fundamental para um pleno e contínuo funcionamento dos motores, sendo o responsável por dissipar grande parte do calor residual do processo de combustão. Esse trabalho visa o estudo da aplicabilidade de diferentes trocadores de calor compactos de fluxo cruzado a diversos tipos de automóveis, bem como o desenvolvimento de uma ferramenta de seleção. A partir das dimensões físicas dos radiadores, premissas de projeto, e adotando uma condição crítica de operação, os trocadores compactos de fluxo cruzado, cuja aplicação automotiva é possível, serão avaliados e sua capacidade de retirar calor será comparada com a demanda real de arrefecimento de veículos, obtida a partir de correlações específicas. A partir desse cálculo, foram estabelecidos critérios de seleção para os respectivos trocadores, permitindo a seleção final da superfície a ser desenvolvida, constituindo uma importante fase de consolidação do modelo inicial.

ABSTRACT

Automotive cooling systems are fundamental for continuous and secure operation of engines, being the responsible for dissipating a great part of the residual heat that comes from the combustion process. This essay has the objective of evaluating different kinds of cross flow compact heat exchangers and define how applicable these surfaces are in engine cooling, so as to provide a selection tool. Using the heat exchangers dimensions, premises of project, and adopting critical parameters of operation, the heat exchangers proposed by Kays and London which can be used in engine cooling will be evaluated. Its capacity of cooling will be compared with the models cooling demands, which are obtained by specific correlations. Defined the surfaces that can be applicable in the proposals situations, selection criteria were established, thus enabling the final selection of the surface that will be developed, consolidating the step of determining the initial model.

SUMÁRIO

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Parâmetros calculados para a superfície CF 7.34	58
Tabela 2 - Parâmetros calculados para a superfície CF 8.72	59
Tabela 3 - Parâmetros calculados para a superfície CF 8.72 (C)	59
Tabela 4 - Parâmetros calculados para a superfície CF 11.46	60
Tabela 5 - Parâmetros calculados para a superfície CF 7.0-5/8J	60
Tabela 6 - Parâmetros calculados para a superfície CF 8.7-5/8J A	61
Tabela 7 - Parâmetros calculados para a superfície CF 8.7-5/8J B.....	61
Tabela 8 - Parâmetros calculados para a superfície CF 9.05-3/4J A	62
Tabela 9 - Parâmetros calculados para a superfície CF 9.05-3/4J B.....	62
Tabela 10 - Parâmetros calculados para a superfície CF 9.05-3/4J C.....	63
Tabela 11 - Parâmetros calculados para a superfície CF 9.05-3/4J D	63
Tabela 12 - Parâmetros calculados para a superfície CF 9.05-3/4J E.....	64
Tabela 13 - Parâmetros calculados para a superfície CF 8.8-5/1.0J A	64
Tabela 14 - Parâmetros calculados para a superfície CF 8.8-5/1.0J B.....	65
Tabela 15 - Parâmetros calculados para a superfície CF 8.0-3/8T	65
Tabela 16 - Parâmetros calculados para a superfície 7.75-5/8T	66
Tabela 17 - Tabela de normalização	79
Tabela 18 - Variáveis obtidas para o VW GOL G4 1.0	81
Tabela 19 - Variáveis obtidas para Fiat Tempra 2.0	82
Tabela 20 - Variáveis obtidas para Opala Comodoro 2.5	83
Tabela 21 - Variáveis obtidas para Hyundai Tucson 2.0	84
Tabela 22 - Variáveis obtidas para Mercedes-Benz Sprinter 2.5.....	85
Tabela 23 - Variáveis obtidas para Ford F-250.....	86
Tabela 24 - Seleção do trocador em função do critério de desempenho.....	86
Tabela 25 - Seleção do trocador em função do critério de fabricação	87
Tabela 26 - Seleção do trocador em função do critério de maior benefício	87

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Sistema de arrefecimento ^[1]	13
Figura 2 – Radiador.....	14
Figura 3 - Temperaturas admissíveis em diferentes componentes do motor ^[1]	15
Figura 4 – Válvula de admissão e escape.....	15
Figura 5 – Padrão de temperatura nas válvulas de escape e admissão para um motor Otto ^[1]	16
Figura 6 – Perfil de temperaturas no pistão para um motor Otto ^[1]	17
Figura 7 – Perfil de temperaturas de um cilindro operando em Ciclo Otto ^[1]	18
Figura 8 – Operação do sistema de arrefecimento ^[1]	19
Figura 9 – Operação do sistema de arrefecimento e seus componentes ^[2]	20
Figura 10 – Bomba para aplicação em sistemas arrefecedores de automóveis ^[1]	22
Figura 11 – Esquema representativo de radiador automotivo ^[1]	23
Figura 12 – Válvula termostática ^[1]	24
Figura 13 – Ventilador ^[1]	24
Figura 14 – Operação da válvula de pressão e depressão no Sistema ^[1]	25
Figura 15 – Perdas típicas para um motor Otto ^[1]	27
Figura 16 – Trocadores de calor: Aletas de contínuas a)Tubo retangular b) Circular c) Aletas circulares; d)/e) de Matriz celular ^[6]	32
Figura 17 - Desempenho de aletas anelares ^[6]	37
Figura 18 – Curvas específicas para CF-7.34 ^[7]	40
Figura 19 – Curvas específicas para CF-8.72 ^[7]	41
Figura 20 – Curvas específicas para CF-8.72(c) ^[7]	42
Figura 21 – Curvas específicas para CF-11.46 ^[7]	43
Figura 22 – Curvas específicas para CF-7.0-5/8J ^[7]	44
Figura 23 – Curvas específicas para 8.7-5/8J ^[7]	45
Figura 24 – Curvas específicas para CF-9.05-3/4J ^[7]	46
Figura 25 – Curvas específicas para CF-8.8-5/1.0J ^[7]	47
Figura 26 – Curvas específicas para 8.0-3/8T ^[7]	48
Figura 27 – Curvas específicas para 7.75-5/8T ^[7]	49
Figura 28 - Aplicabilidade dos trocadores ao Volkswagen Gol G4 1.0.....	67
Figura 29 - Aplicabilidade dos trocadores ao Fiat Tempra 2.0.....	68

Figura 30 - Aplicabilidade dos trocadores ao Chevrolet Opala Comodoro 2.5	68
Figura 31 - Aplicabilidade dos trocadores ao Hyundai Tucson 2.0	69
Figura 32 - Aplicabilidade dos trocadores ao Mercedes-Benz Sprinter 2.5	69
Figura 33 - Aplicabilidade dos trocadores ao Ford F-250 2.8	70
Figura 34 - Desempenho do trocador CF 7.34	70
Figura 35 - Desempenho do trocador CF 8.72	71
Figura 36 - Desempenho do trocador CF 8.72 (C)	71
Figura 37 - Desempenho do trocador CF 11.46	72
Figura 38 - Desempenho do trocador CF 7.05/8J	72
Figura 39 - Desempenho do trocador CF 8.7-5/8J A	73
Figura 40 - Desempenho do trocador 8.7-5/8J B	73
Figura 41 - Desempenho do trocador CF 9.05-3/4J A	74
Figura 42 - Desempenho do trocador CF 9.05-3/4J B	74
Figura 43 - Desempenho do trocador CF 9.05/4J C	75
Figura 44 - Desempenho do trocador CF 9.05-3/4J D	75
Figura 45 - Desempenho do trocador CF 9.05-3/4J E	76
Figura 46 - Desempenho do trocador CF 8.8-5/1.0 A	76
Figura 47 - Desempenho do trocador CF 8.8-5/1.0 B	77
Figura 48 - Desempenho do trocador 8.0-3/8T	77
Figura 49 - Desempenho do trocador 7.75-5/8T	78

1. INTRODUÇÃO.....	12
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	13
2.1. Sistema de arrefecimento	13
2.2. Balanço térmico do motor	14
3. ELEMENTOS CONSTRUTIVOS MAIS SOLICITADOS DO MOTOR	15
3.1. Válvulas de escape e admissão.....	15
3.2. Pistões.....	16
3.3. Cilindro.....	17
4. OPERAÇÃO DO SISTEMA DE ARREFECIMENTO	19
5. COMPONENTES FUNDAMENTAIS DO SISTEMA DE ARREFECIMENTO	21
5.1. Bomba	21
5.2. Radiador	22
5.3. Válvula termostática.....	23
5.4. Ventilador	24
5.5. Válvula de pressão e depressão	25
5.6. Fluido arrefecedor	25
6. DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE ARREFECIMENTO	27
6.1. Balanço energético	27
6.2. Premissas de projeto	29
6.3. Calor efetivo a ser retirado por refrigeração.....	30
6.4. Obtenção da vazão mássica da bomba	31
7. DIMENSIONAMENTO DO TROCADOR DE CALOR.....	32
7.1. Equacionamento da resistência à condução dos tubos	34
7.2. Determinação do coeficiente convectivo interno (h_{ag})	34
7.2.1. Fluido arrefecedor	34

7.2.2.	Escoamento laminar	35
7.2.3.	Escoamentos turbulentos.....	35
7.3.	Determinação do coeficiente convectivo externo (h_{ar}).....	35
7.4.	Desempenho de aletas	36
7.5.	Equacionamento do coeficiente global de transferência de calor	37
7.6.	Obtenção da efetividade do trocador de calor	37
7.7.	Obtenção da capacidade de arrefecimento do trocador	39
8.	TIPOS DE TROCADORES UTILIZADOS	40
8.1.	Trocadores de tubos circulares com aletas circulares (anelares)	40
8.2.	Trocadores de tubos circulares com aletas contínuas	48
9.	APLICAÇÃO DO MODELO	51
9.1.	Veículos a serem estudados.....	51
9.2.	Aplicação do equacionamento.....	53
9.2.1.	Obtenção da resistência à condução dos tubos	54
9.2.2.	Determinação do coeficiente convectivo interno	54
9.2.3.	Determinação do coeficiente convectivo externo	55
9.2.4.	Determinação do desempenho das aletas.....	56
9.2.5.	Determinação do coeficiente global de transferência de calor.....	57
9.2.6.	Obtenção da efetividade do trocador de calor.....	57
9.3.	Resultados obtidos.....	58
10.	DESEMPENHO DE TROCADORES	67
11.	SELEÇÃO DE TROCADOR	79
11.1.	Critérios de seleção adotados.....	79
11.1.1.	Critério de fabricação	79
11.1.2.	Critério de desempenho	80
11.1.3.	Critério de maior benefício.....	81

11.2.	Seleção de trocador em função das critérios.....	81
11.2.1.	Seleção pelo critério de desempenho	86
11.2.2.	Seleção pelo critério de fabricação.....	87
11.2.3.	Seleção pelo critério de maior benefício	87
11.3.	Interpretação dos resultados.....	87
12.	CONCLUSÃO.....	89
13.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	90

1. INTRODUÇÃO

O processo de combustão gera grande diferença de temperatura entre os gases gerados e as paredes das câmaras de combustão, ocasionando transferência de parte do calor gerado para os componentes do motor.

Diante do exposto, torna-se necessária a manutenção da temperatura média desses componentes em conformidade com sua faixa de trabalho, manter a temperatura do óleo lubrificante em uma faixa cuja as propriedades de trabalho são adequadas e, em motores que trabalham com Ciclo Otto, evitar que ocorra detonação indesejada em função dessa transferência de calor, sendo o sistema de arrefecimento um dos grandes responsáveis por esse controle.

Como processos utilizados para retirada do calor em aplicações automotivas, temos:

- Circulação forçada de água
- Circulação forçada de ar

O processo de circulação forçada de água é o mais empregado em sistemas de arrefecimento, pois permite um melhor controle da temperatura média dos componentes do motor mais solicitados termicamente, bem como um bom desempenho com relações de compressão mais altas, beneficiando o rendimento térmico do motor.

Como parâmetros a serem estudados, temos a forma construtiva do trocador, condições de transferência do calor retirado pelo fluido refrigerante ao ambiente, velocidades do ar e do fluido refrigerante (fluidos de trabalho), condições ambientais, respectiva aplicação automotiva e estabelecimento de critérios de seleção para trocadores.

Posteriormente, o processo de arrefecimento será detalhado, bem como o emprego de trocadores de calor nesse processo, assim como a respectiva seleção.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Sistema de arrefecimento

O funcionamento do radiador depende do trabalho dos outros componentes do sistema de arrefecimento, sendo necessária uma análise do sistema completo, para seu respectivo estudo e dimensionamento.

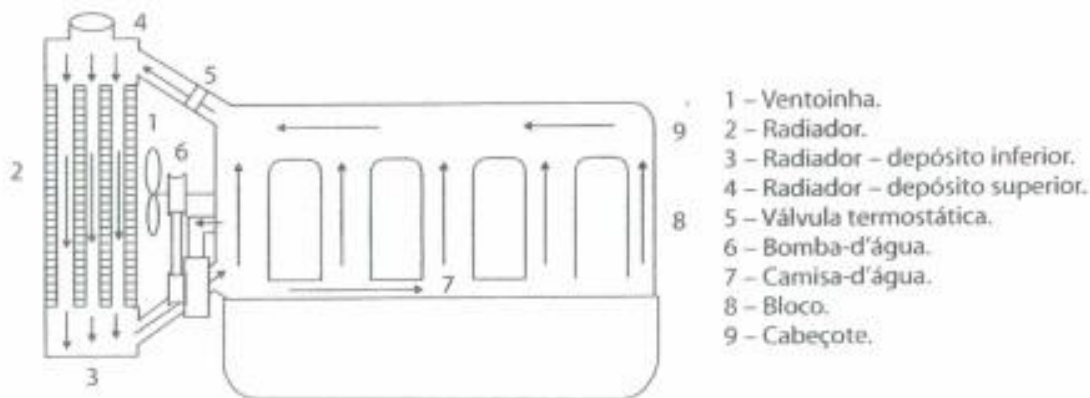


Figura 1 – Sistema de arrefecimento^[1]

Como componentes principais do sistema de arrefecimento, temos:

- Bomba:

É usada para promover a circulação forçada do fluido refrigerante no sistema.

- Radiador:

Função de transferir o calor gerado pelo motor ao líquido refrigerante.

- Válvulas de pressão de depressão:

Utilizadas para controlar os níveis de temperatura do fluido refrigerante.

- Ventilador:

Possui a função de ativar a passagem de ar através das colmeias do radiador, contribuindo para a transferência de calor do fluido refrigerante ao ambiente.

- Válvula termostática:

Função de ativar o sistema de arrefecimento no momento em que a temperatura do motor atingir níveis adequados.



Figura 2 – Radiador

2.2.Balanco térmico do motor

Para melhor compreensão do sistema de arrefecimento, pode se realizar o balanço térmico do motor:

$$Q_p = Q_i - (Q_u + Q_r + Q_o + Q_s) \quad (1)$$

Sendo:

Q_p – Calor perdido

Q_i – Quantidade total de calor introduzida

Q_u – Calor útil

Q_r – Calor retirado pela fluido de refrigeração

Q_o – calor retirado pela lubrificação

Q_s – Calor retirado pelos gases de descarga

3. ELEMENTOS CONSTRUTIVOS MAIS SOLICITADOS DO MOTOR

Durante o funcionamento do motor, a câmara de combustão tem picos altíssimos de temperatura.

No entanto, essa mesma temperatura é rapidamente reduzida, em virtude da expansão dos gases e as consequentes quedas de temperatura e pressão, bem como pela entrada de mistura combustível-ar em uma temperatura muito inferior, ou seja, não constituindo uma grande possibilidade de dano instantâneo.

Esse problema passa a ter grande e real importância ao se analisar os efeitos que ocorrem ao longo do tempo, ocasionando um aquecimento contínuo.

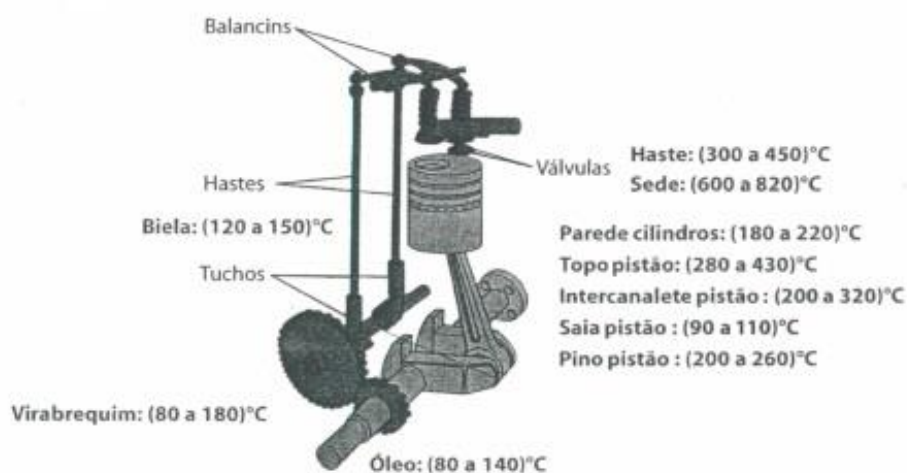


Figura 3 - Temperaturas admissíveis em diferentes componentes do motor^[1]

3.1. Válvulas de escape e admissão

As válvulas de escape e admissão, por estarem em contato direto com o processo de combustão, acabam por ser bastante solicitadas termicamente, chegando a atingir temperaturas de até 800°C.

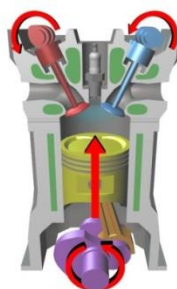


Figura 4 – Válvula de admissão e escape

Seu resfriamento é realizado pelo ar de admissão e é otimizado quanto maior for a área em contato com esse mesmo fluxo. Os gases de escapamento tem seu fluxo em velocidades elevadas, o que, teoricamente, beneficiaria a troca de calor com o fluido de arrefecimento, o ar nesse caso. No entanto, o fato do material estar submetido à uma grande solicitação térmica, acaba por gerar grandes espessuras de parede e coeficientes de condução térmica reduzidos.

Logo, nota-se que seu resfriamento é bastante complexo, pois em sua composição, os materiais devem resistir de forma adequada à oxidação, desgaste e fluência. Outro fator agravante, é o fato dos projetos de motores tenderem a elevar as solicitações térmicas com o aumento da potência específica através do aumento da rotação^[1].

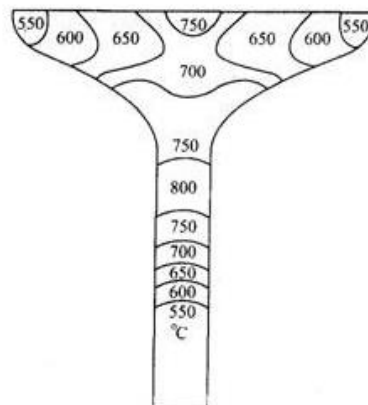


Figura 5 – Padrão de temperatura nas válvulas de escape e admissão para um motor Otto^[1]

3.2.Pistões

Dada a ação dos pistões no processo de combustão, sua solicitação é extremamente grande.

Em motores de grande diâmetro de cilindro, a temperatura média da cabeça do pistão tende a aumentar, pois a superfície de calor a ser absorvido da superfície mais fria aumenta, por isso um modelo diferente de pistão deve ser projetado em função do tamanho do motor.

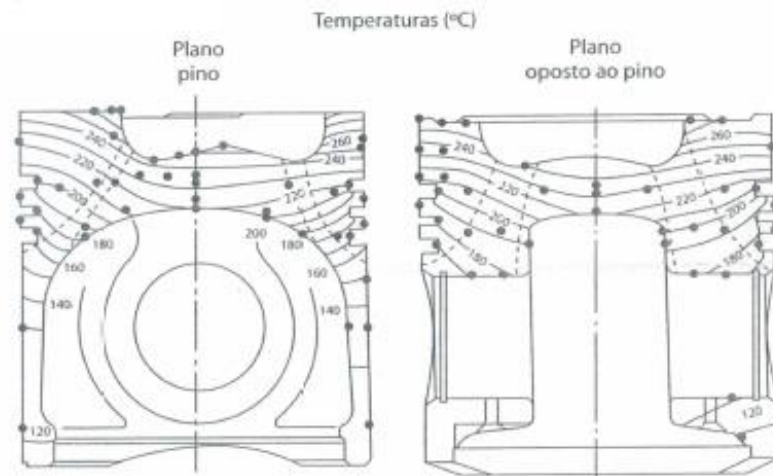


Figura 6 – Perfil de temperaturas no pistão para um motor Otto^[1]

O processo de resfriamento do pistão se dá em função de anéis em contato com a superfície mais fria, que estão submetidas aos processos de arrefecimento.

Alternativamente, o resfriamento do pistão pode ser realizado através de um trocador de calor localizado na “cabeça” do pistão, cujo calor é retirado pela circulação de óleo.

3.3.Cilindro

Os cilindros, ou camisas, também são componentes de extrema solicitação térmica, sendo que não podem atingir temperaturas superiores a 400°C, quando fabricado de ferro fundido, e 300°C, quando fabricados de alumínio.

Em sua parede interna, o óleo lubrificante deve estar em temperaturas próximas à 180°C.

Como consequências de um arrefecimento não efetivo no cilindro, temos:

- Aquecimento da vela: Pré-ignição nos MIF (Motores de Ignição por Faísca)
- Variação de temperatura de exaustão interferindo diretamente nas emissões gasosas
- Temperatura máxima na parede do cilindro requisitando maior potência nas bombas ou ventiladores
- Alta temperatura dos gases queimados necessitando materiais superiores para válvulas de exaustão

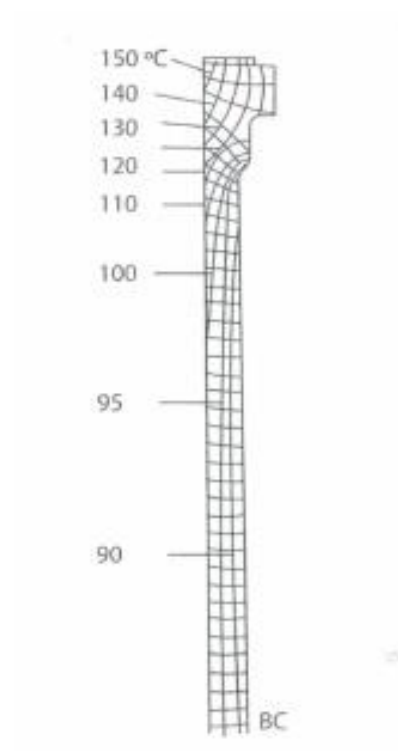


Figura 7 – Perfil de temperaturas de um cilindro operando em Ciclo Otto^[1]

4. OPERAÇÃO DO SISTEMA DE ARREFECIMENTO

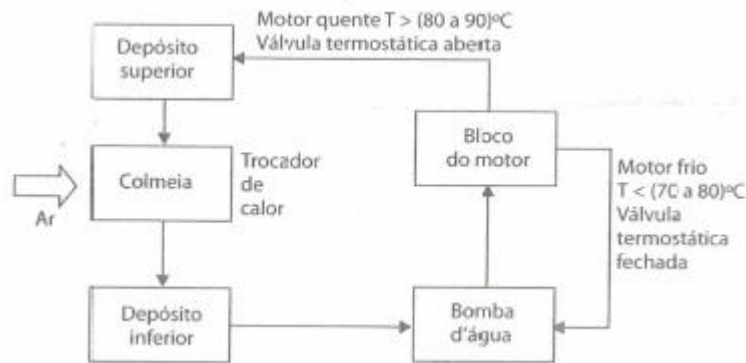


Figura 8 – Operação do sistema de arrefecimento^[1]

Para os sistemas de circulação forçada, o fluxo do fluido refrigerante se dá em função da ação da bomba, que transmite continuamente trabalho e possibilita a circulação forçada.

A partir desse fluxo, o calor é primeiramente retirado dos componentes do motor, havendo aumento da temperatura do fluido refrigerante. Em seguida, a temperatura do fluido refrigerante é reduzida, pois há troca de calor com fluxo de ar gerado, dentro da colmeia do radiador.

Além de não ser desejável a operação do motor em temperaturas excessivamente altas, é desejável que o motor não opere em temperaturas excessivamente baixas, pelos seguintes motivos:

- Condensação de vapor do combustível nas paredes que provocam lavagem do lubrificante e consequente maior desgaste do motor, bem como uma contaminação do óleo lubrificante.
- Formação de incrustações que dificultam a movimentação dos anéis do pistão
- Combustão torna-se mais incompleta

A necessidade de manter a temperatura do fluido refrigerante em níveis adequados, faz necessária a utilização da válvula termostática como mecanismo de controle, que será detalhada posteriormente.

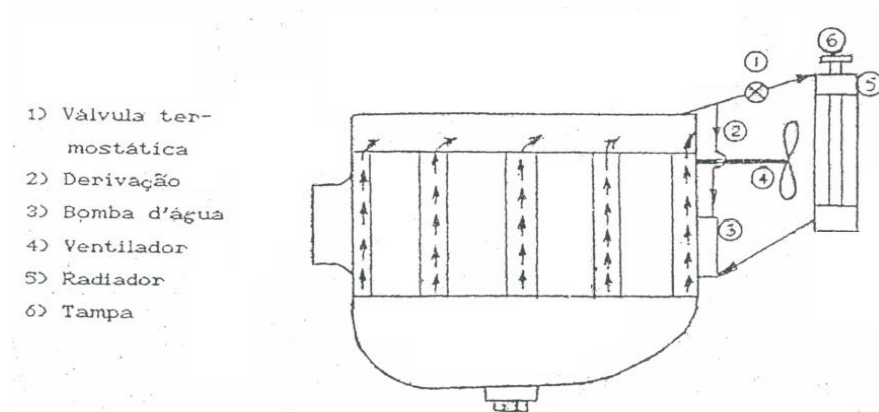


Figura 9 – Operação do sistema de arrefecimento e seus componentes^[2]

5. COMPONENTES FUNDAMENTAIS DO SISTEMA DE ARREFECIMENTO

- Bomba
- Radiador
- Válvula termostática
- Ventilador
- Válvula de pressão e depressão
- Fluido arrefecedor

5.1.Bomba

Tem por função a transmissão de trabalho ao fluido. Em geral, são do tipo centrífuga, cujo acionamento se dá pelo próprio motor. Seus principais componentes são:

- Rotor:

Geralmente constituído de materiais não corrosivos, como bronze, latão, aço inoxidável, alumínio, dentre outros.

- Carcaça:

Pode ser interna ou externa ao motor, sendo em geral constituída de ferro fundido ou ligas de alumínio.

- Eixo:

Tem a função de transmitir movimento rotativo da polia ao rotor. Em geral são constituídos de aço cementado, sendo em alguns casos cromado, tornando-o mais resistente à corrosão.

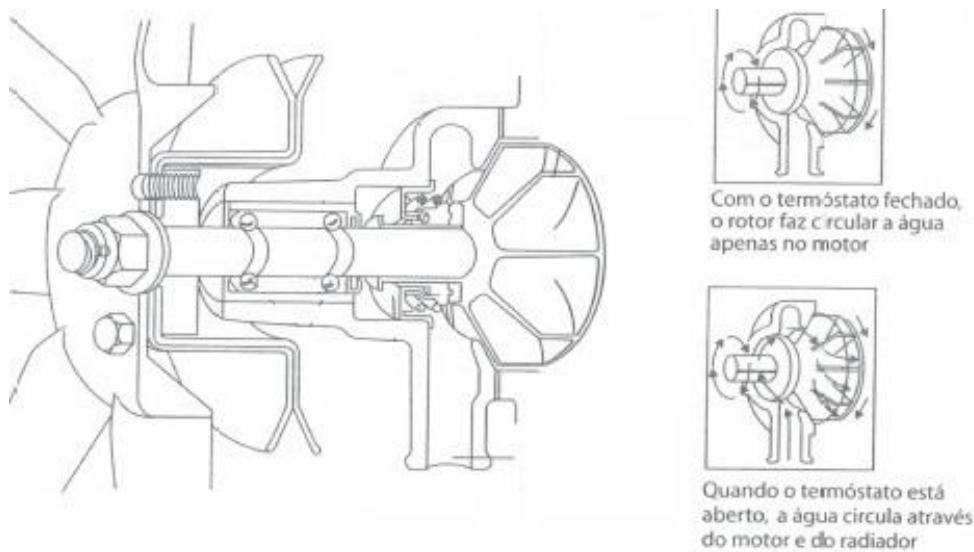


Figura 10 – Bomba para aplicação em sistemas arrefecedores de automóveis^[1]

5.2.Radiador

Trocador de calor que tem a função de transferir o calor retirado do motor ao ambiente, através de troca de calor do fluido refrigerante com o ar. É composto por três partes:

- Reservatório Superior

Componente que recebe o líquido refrigerante em alta temperatura

- Reservatório Inferior

Componente que recebe o líquido já resfriado

- Colmeia

Componente que ocorre a troca de calor do líquido refrigerante com o ar. É composta por um trocador de calor aletado de fluxo cruzado, cujas aletas estão dispostas de forma externa ao tubo. Tal disposição se justifica pelo aumento da efetividade de aletas em superfícies cujo coeficiente de troca de calor por convecção é inferior, caso do ar.

O fluido arrefecedor advém do reservatório superior à temperaturas elevadas e cede calor ao fluxo de ar gerado, diminuindo sua temperatura e atingindo o reservatório inferior em níveis adequados.

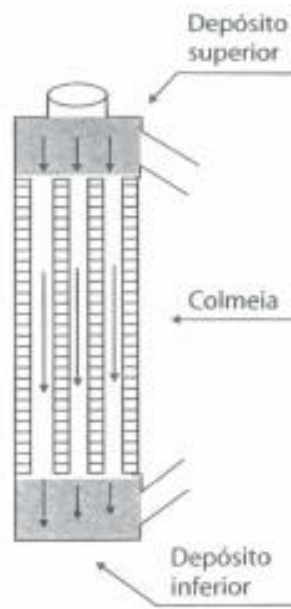


Figura 11 – Esquema representativo de radiador automotivo^[1]

5.3.Válvula termostática

A necessidade do motor trabalhar em um nível mínimo de temperatura, faz com que o sistema de arrefecimento não trabalhe até o motor atingir esse nível.

A válvula termostática tem seu funcionamento baseado no fechamento da passagem de fluido refrigerante e consequente pausa no funcionamento do sistema de arrefecimento, até que a temperatura mínima adequada para o funcionamento do motor seja atingida.

Atingida essa temperatura, a válvula se abre e o sistema de arrefecimento passa a atuar.

Seu mecanismo de By-Pass é baseado na expansão e retração de uma cápsula, cuja composição é de um material de elevado coeficiente de dilatação térmica, possibilitando essa abertura a partir de determinada temperatura, bem como uma reduzida faixa de temperatura entre a abertura parcial e total.

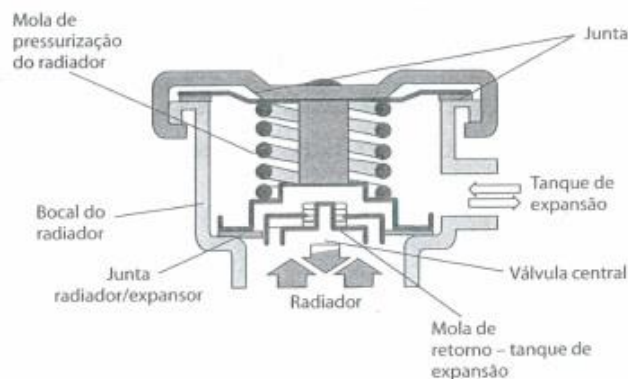


Figura 12 – Válvula termostática^[1]

5.4.Ventilador

Tem como função a geração de fluxo de ar que passará pelas colmeias do radiador, realizando a retirada de calor do fluido de arrefecimento advindo do reservatório superior do radiador.

Seu funcionamento se dá, em geral, via sistema elétrico, sendo seu acionamento através de termostato, ou seja, assim que há elevação na temperatura do sistema, há o fechamento do termostato e o ventilador (ou ventoinha) é então acionado, sendo sua operação somente quando necessário.

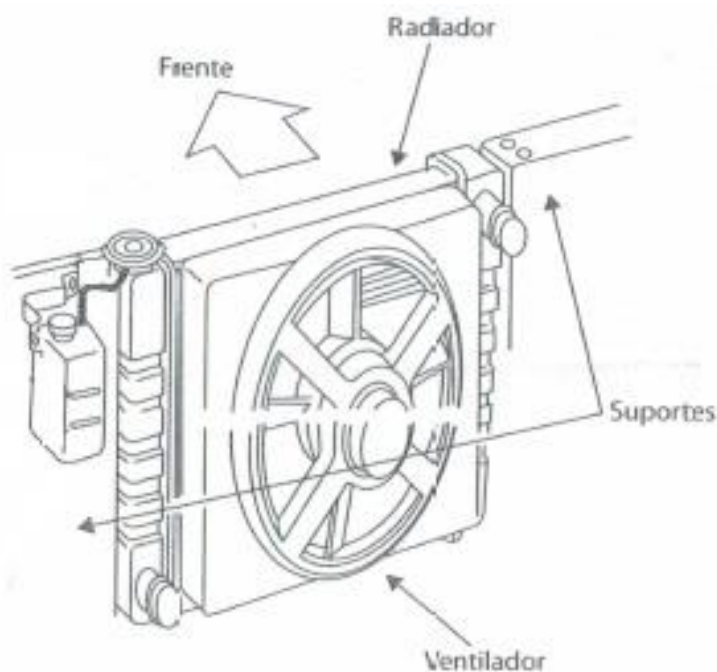


Figura 13 – Ventilador^[1]

5.5.Válvula de pressão e depressão

Havendo grande elevação da temperatura do fluido refrigerante, há aumento de pressão no sistema. Quando esse aumento atinge níveis indesejados, a válvula de pressão, que está localizada na tampa do radiador, se abre e permite a saída de parte do vapor. À medida que a pressão atinge um nível adequado, a válvula se fecha, mantendo o nível de pressão.

Já a válvula de depressão tem seu funcionamento baseado no princípio inverso, sendo que assim que há redução de temperatura no sistema, há redução de pressão. Atingido esse gradiente de pressão negativo, essa válvula se abre e permite a entrada do ar externo no circuito, reajustando a pressão do sistema à níveis adequados, evitando efeito indesejados desse gradiente de pressão negativa, como um colapso de elementos do sistema, por exemplo.

Esse mecanismo permite a manutenção de níveis de pressão e, conseqüentemente, de temperatura, já que essa elevação de pressão aumenta o ponto de ebulição do fluido refrigerante, resultando em temperaturas de fluido refrigerante, quando em estado líquido, em níveis superiores ao observado quando sob ação única da pressão atmosférica.

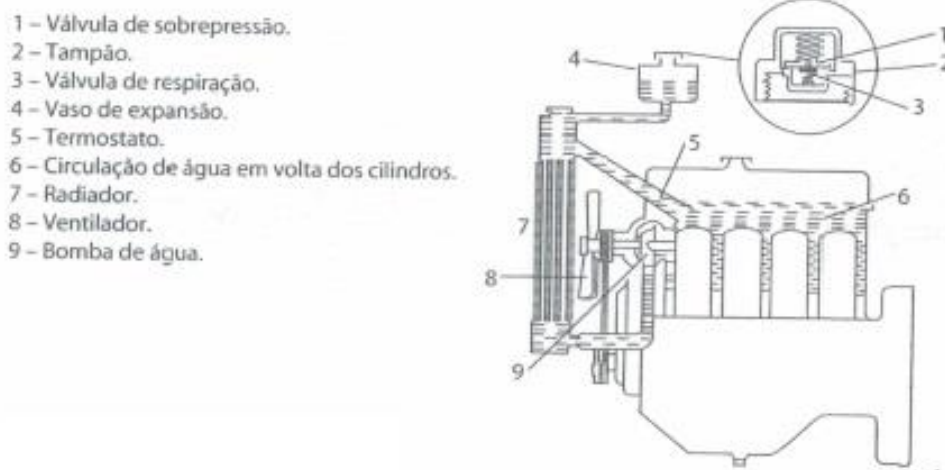


Figura 14 – Operação da válvula de pressão e depressão no Sistema^[1]

5.6.Fluido arrefecedor

Como demanda de projeto, o fluido arrefecedor deve ser capaz de atingir temperaturas abaixo de 0°C e superiores a 100°C. Dessa forma, torna-se necessário o

uso de um aditivo à água para que o fluido arrefecedor atenda esses requisitos térmicos.

O fluido arrefecedor comumente empregado é o Etileno Glicol ($C_2H_4(OH)_2$) – EG. Uma proporção comum no Brasil é proporção 50% - 50% água-EG (em massa). Em países de clima excessivamente frio, essa proporção pode ser modificada e a proporção de EG adicionada pode ser maior.

6. DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE ARREFECIMENTO

O sistema de arrefecimento deve ser dimensionado em função das condições mais críticas de operação do motor, visando sua segurança.

Cerca de 25-30% de toda energia produzida no motor é eliminada do sistema pelo sistema de arrefecimento, sendo que caso essa dissipação de energia não ocorresse, os elementos do motor iriam fundir e a sua operação não ocorreria.

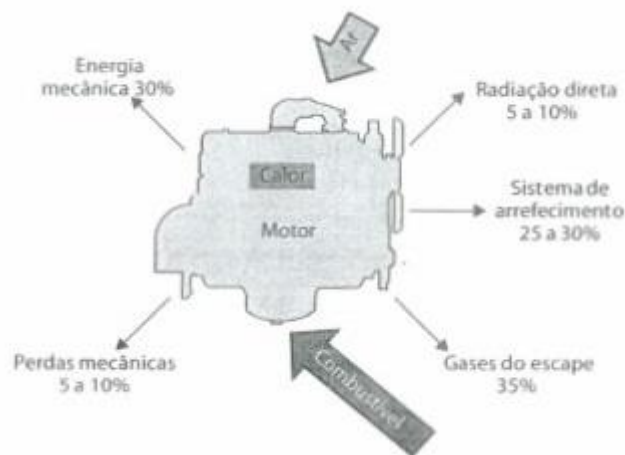


Figura 15 – Perdas típicas para um motor Otto^[1]

6.1. Balanço energético

Considerando todas as parcelas energéticas, temos que cerca de somente 30% de toda energia disponível é revertida em trabalho mecânico útil.

O detalhamento do balanço energético exposto na eq.1, pode agora ser detalhado:

- Quantidade total de energia disponível

Corresponde a toda energia liberada no processo de combustão que, devido as perdas que ocorrem no processo, não é aproveitada em sua totalidade.

$$Q_d = \frac{C_h \cdot PCI \cdot \rho}{3600} \quad (2)$$

Q_d – Quantidade total de energia disponível [kW]

C_h – Consumo de combustível [L/h]

PCI – Poder calorífico inferior do combustível [kJ]

ρ – Massa específica do combustível [kg/L]

- Potência útil

Corresponde a parcela que é convertida em trabalho mecânico, sendo significativamente menor que a energia disponível, em torno de 30% do seu total. Esse dado é obtido experimentalmente, via ensaio com dinamômetro.

$$Q_u = 0,74 \cdot N_e \quad (3)$$

Q_u – Potência útil [kW]

N_e – Potência específica [CV]

- Energia retirada pela refrigeração

A energia retirada pelo processo de refrigeração pode se calculada pela relação:

$$Q_r = \dot{m}_{ref} \cdot (t_s - t_i) \cdot c_{p,ref} \quad (4)$$

Q_r – Energia retirada pela refrigeração [kW]

\dot{m}_{ref} – Vazão mássica de do fluido refrigerante [kg/s]

t_s – Temperatura de entrada do fluido refrigerante no radiador (reservatório superior) [°C]

t_i – Temperatura de saída do fluido refrigerante no radiador (reservatório inferior) [°C]

$c_{p,ref}$ – Calor específico do fluido refrigerante [kJ/kg]

- Energia retirada pelos gases de descarga

Análises energéticas considerando a temperatura e pressão atingidas na câmara de combustão, a temperatura de descarga ao fim do curso de exaustão, bem como a cinemática do processo de descarga podem revelar, de forma precisa, a energia dissipada pelos gases de descarga.

Esse valor, em geral, está em torno de 30-35% do total disponível para motores Otto e 25-30% para motores Diesel.

- Energia retirada por outros processos

Essa parcela corresponde às dissipações advindas de outros processos como lubrificação, radiação direta, dentre outros.

Esse valor costuma corresponder a cerca de 10-20% do total disponível para motores do “ciclo Otto” e 5-15% para “ciclo Diesel”.

6.2.Premissas de projeto

Sistemas de arrefecimento tem seu projeto baseado nas condições de funcionamento mais adversas, visando a segurança da sua operação.

Serão adotadas as seguintes premissas e hipóteses de projeto, as quais são aplicáveis à operações extremas de sistemas de arrefecimento, de forma que o trocador tenha sua aplicação possível nessas condições^[2]:

- Fluido refrigerante^[3]:

Temperatura de entrada de 80°C

Variação de temperatura de 5°C

Velocidade de 0,8 m/s

Mistura Água/EG 50% - 50% em massa

- Ar:

Temperatura de entrada 50°C

Variação de temperatura de 20°C

Velocidade de 10 m/s

- Tubos e Aletas:

Fabricados em alumínio

Espessura de tubo de 0,4mm

Densidade de alumínio de 2702 Kg/m³

- Escoamento:

Plenamente desenvolvido

Tubos circulares lisos

- Trocador

Dimensões reais dos respectivos trocadores empregados^[4]

Tubos circulares com aletas de superfície

Tubos circulares com aletas anelares

6.3. Calor efetivo a ser retirado por refrigeração

Há de se ressaltar que a vazão mássica de combustível, em condições de operação de potência máxima, é uma variável de difícil obtenção na determinação da quantidade de energia disponível na combustão.

Isso se deve ao fato dos fabricantes não revelarem dados de consumo de combustível nas situações de potência máxima, que é a de maior interesse no processo de dimensionamento de sistemas de arrefecimento, a qual também constitui um caso de maior consumo de combustível. Os dados fornecidos por fabricantes se tratam de consumo médio e estão consideravelmente afastados dessa situação crítica.

Para tal, foram obtidas correlações que abordam comportamentos típicos de motores de combustão interna, em função de seus parâmetros construtivos, que são fornecidos pelo fabricante, e condições de operação quando em máxima potência^[5].

Para Ciclo Otto:

$$Q_r = 1,1 \cdot 10^{-4} \cdot Z \cdot D^{1,73} \cdot C^{0,575} \cdot n^{0,71} \cdot \left(1 + 1,5 \cdot \frac{C}{D}\right) \cdot (\rho - 1)^{-0,286} \quad (5)$$

Para Ciclo Diesel:

$$Q_r = 7,39 \cdot 10^{-5} \cdot Z \cdot D^{1,73} \cdot C \cdot n^{0,71} \cdot \left(1 + 1,5 \cdot \frac{C}{D}\right) \quad (6)$$

Sendo:

Q_r – Demanda de arrefecimento [kW]

D – Diâmetro do Cilindro [cm]

C – Curso do Pistão [cm]

n – Rotação do motor [rpm]

Z – número de cilindros

ρ – Taxa de compressão

6.4.Obtenção da vazão mássica da bomba

Sendo definida a velocidade de circulação do fluido arrefecedor nas colmeias do radiador, a vazão mássica será definida no momento em que as dimensões do radiador forem fornecidas, bem como as respectivas distâncias entre aletas, que são função do tipo de radiador usado.

Definido o número de tubos do radiador e a velocidade de circulação interna do fluido nas colmeias, a vazão mássica é obtida.

7. DIMENSIONAMENTO DO TROCADOR DE CALOR

Há de se ressaltar que existem muitas combinações possíveis com relação ao emprego de trocadores de calor em processos de arrefecimento.

Dentre os tipos mais comuns de trocadores de calor, estão os de tubos circulares e aletas contínuas e de tubos circulares com aletas circulares (anelares). Há outras possibilidades, como os trocadores de calor de tubos retangulares e o trocador de calor de matriz celular.

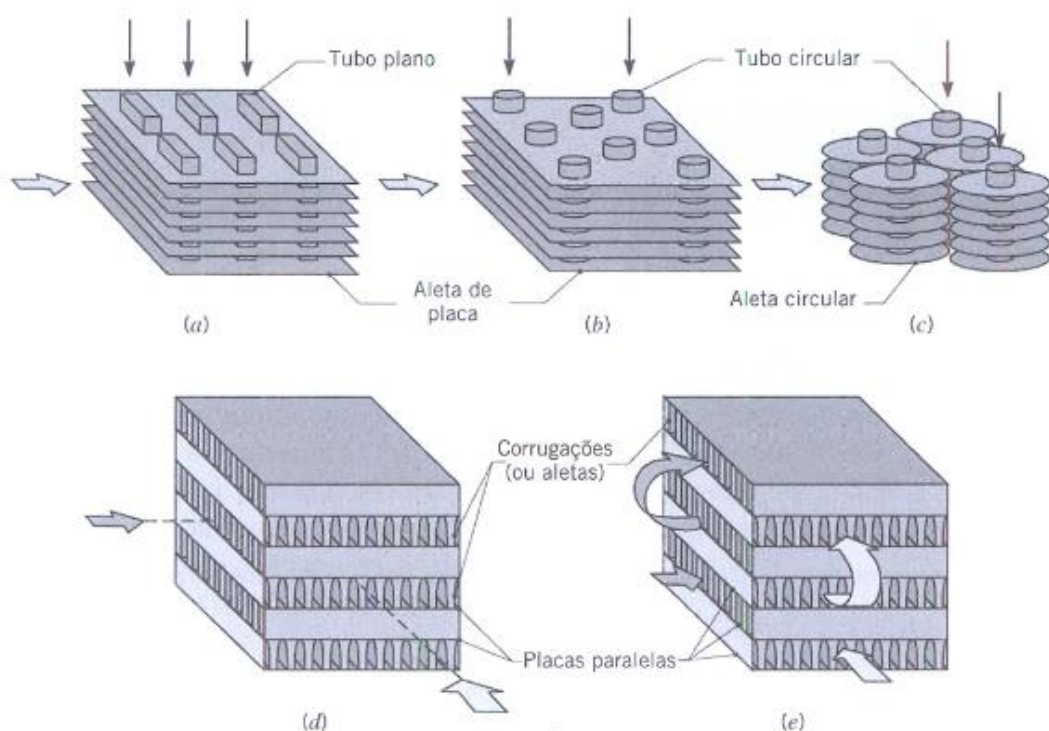


Figura 16 – Trocadores de calor: Aletas de contínuas a)Tubo retangular b) Circular c) Aletas circulares; d)/e) de Matriz celular^[6]

O trocador de tubos retangulares apresenta melhores eficiências quando comparados ao de tubos circulares, no entanto a necessidade de solda torna sua fabricação mais cara, e sua aplicação automotiva está em desuso. Já o trocador de calor celular, além da necessidade de soldas, a área seccional de seus canais é bastante reduzida, aumentando a possibilidade de entupimentos, o que também torna sua aplicação em desuso.

Nesse trabalho serão abordados os trocadores de calor de tubos circulares para aletas contínuas e circulares, os quais apresentam bom rendimento e tem sua fabricação facilitada, sendo a fixação da aleta ao tubo através de expansão do seu diâmetro, provocada pela passagem de um alargador, proporcionando um ótimo contato com as aletas e reduzindo custos de fabricação.

Adotadas as premissas de projeto, os coeficientes convectivos tanto para o fluido refrigerante, quanto para o ar, podem ser determinados em função das premissas adotadas e obtidos através de correlações típicas para os respectivos tipos de trocador de calor.

Estando definida a necessidade de dissipação de energia do sistema de arrefecimento, as vazões de ar e do fluido refrigerante, alguns exemplos reais serão avaliados.

Serão utilizados dados específicos de automóveis, bem como dimensões específicas de seus radiadores e das diferentes aplicações de trocadores de calor, possibilitando a avaliação do processo de arrefecimento como um todo.

A partir da definição das premissas a serem adotadas, bem como dos aspectos físicos do trocador de calor, será possível a obtenção de um coeficiente global de troca de calor, bem como do principal indicador de desempenho, o NUT (número de unidades de transferência), possibilitando a obtenção de sua efetividade e, conseqüentemente, da capacidade de arrefecimento do radiador para a aplicação proposta.

Os parâmetros para obtenção desse respectivo coeficiente de convecção podem ser obtidos através dos adimensionais relativos ao trocador de calor escolhido.

Essa etapa do processo possibilitará a quantificação do desempenho de cada trocador, que se tornará aplicável ou não para as respectivas demandas, bem como uma análise relativa comparativa dentre os trocadores estudados para a respectiva aplicação, permitindo então a adoção de critérios para a seleção dos trocadores que se mostrarem aplicáveis.

7.1. Equacionamento da resistência à condução dos tubos

Para se obter a resistência à condução da parede do tubo, temos a relação:

$$A_{ar} R_t = D_{int} \cdot \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2 \cdot k_t \cdot \left(\frac{A_{ar}}{A_{ag}}\right)} \quad (7)$$

$$\frac{A_{ar}}{A_{ag}} = \frac{D_{int}}{D_{ext}} \left(1 - \frac{A_f}{A}\right) \quad (8)$$

$$D_{int} = D_{ext} - 2 \cdot e_t \quad (9)$$

D_{ext} – Diâmetro externo do tubo [m]

D_{int} – Diâmetro interno do tubo [m]

$\frac{A_f}{A}$ – Área da aleta/área total

k_t – Condutividade térmica da parede do tubo [W/m.K]

e_t – Espessura do tubo [m]

7.2. Determinação do coeficiente convectivo interno (h_{ag})

Deve-se determinar o coeficiente de convecção do fluido refrigerante que escoar internamente ao tubo.

Primeiramente, será determinado o número de Reynolds:

$$Re = 4 \cdot \frac{\dot{m}_{ag,t}}{\pi D_{int} \mu_{ag}} \quad (10)$$

\dot{m}_{ag} – Vazão mássica de fluido arrefecedor (Água/EG – 50/50%) [kg/s]

μ_{ag} – Viscosidade do fluido arrefecedor [N.s/m²]

Para $Re < 3000$, o escoamento será considerado laminar.

Para $Re > 3000$, o escoamento será considerado turbulento.

7.2.1. Fluido arrefecedor

Em função da aplicação de aditivos, há mudança nas propriedades termofísicas do fluido refrigerante, não sendo totalmente correto equipará-las às propriedades da água. Há tabelas específicas para a mistura Água-EG (50%-50%), a qual é comumente usada nesse tipo de aplicação.

7.2.2. Escoamento laminar

Dada a pequena variação da temperatura do fluido arrefecedor frente ao ar, será usada a correlação para escoamentos laminares internos plenamente desenvolvidos e submetidos à temperaturas de parede de tubo constante.

Para tubos circulares, temos:

$$Nu = h_{ag} \cdot \frac{D_h}{k_{ag}} = 3,66 \quad (11)$$

Nu – Número de Nusselt

k_{ag} – Condutividade térmica do fluido arrefecedor [W/m.K]

h_{ag} – Coeficiente de convecção da água [W/m².K]

7.2.3. Escoamentos turbulentos

Para escoamentos turbulentos, será usada a correlação válida para escoamentos plenamente desenvolvidos em tubos circulares lisos:

$$Nu = h_{ag} \cdot \frac{D_{int}}{k_{ag}} = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,3} \quad (12)$$

Pr – Número de Prandtl, adimensional

7.3.Determinação do coeficiente convectivo externo (h_{ar})

Primeiramente, será determinada a velocidade mássica:

$$G = \frac{\dot{m}_{ar}}{\sigma A_{ent}} \quad (13)$$

G – Velocidade mássica [kg.s/W]

\dot{m}_{ar} – Vazão mássica de ar [kg/s]

σ – Área livre de escoamento / Área Frontal

A_{ent} – Área de frontal de entrada de ar [m²]

Obtida a velocidade mássica, o Número de Reynolds pode então ser obtido:

$$Re = \frac{G.D_h}{\mu_{ar}} \quad (14)$$

D_h – Diâmetro hidráulico do passagem do escoamento [m]

μ_{ar} – Viscosidade do ar [N.s/m²]

Com o Número de Reynolds calculado, o respectivo coeficiente convectivo pode então ser calculado:

$$h_{ar} = \frac{\left(St.Pr^{\frac{2}{3}} \right) (G.c_{p,ar})}{Pr^{\frac{2}{3}}} \quad (15)$$

$St.Pr^{\frac{2}{3}}$ – Adimensional obtido graficamente e função do trocador de calor^[7]

$c_{p,ar}$ – Calor específico do ar [J/Kg.K]

Pr – Número de Prandtl, adimensional

h_{ar} – Coeficiente de convecção do ar [W/m².K]

7.4. Desempenho de aletas

A adição de aletas otimiza a transferência de calor por convecção e seu desempenho pode então ser avaliado.

Para avaliação do desempenho global da superfície aletada, tem-se:

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (16)$$

$\frac{A_f}{A}$ – Área da aleta/área total

η_f – Efetividade de uma aleta

Para obtenção da efetividade de cada aleta, o seguinte adimensional pode ser utilizado e a efetividade então obtida através de consulta em gráfico:

$$L_c^{1,5} \left(\frac{h_{ar}}{k_t A_p} \right)^{0,5} \quad (17)$$

Sendo que os outros parâmetros podem ser obtidos conforme a fig.17:

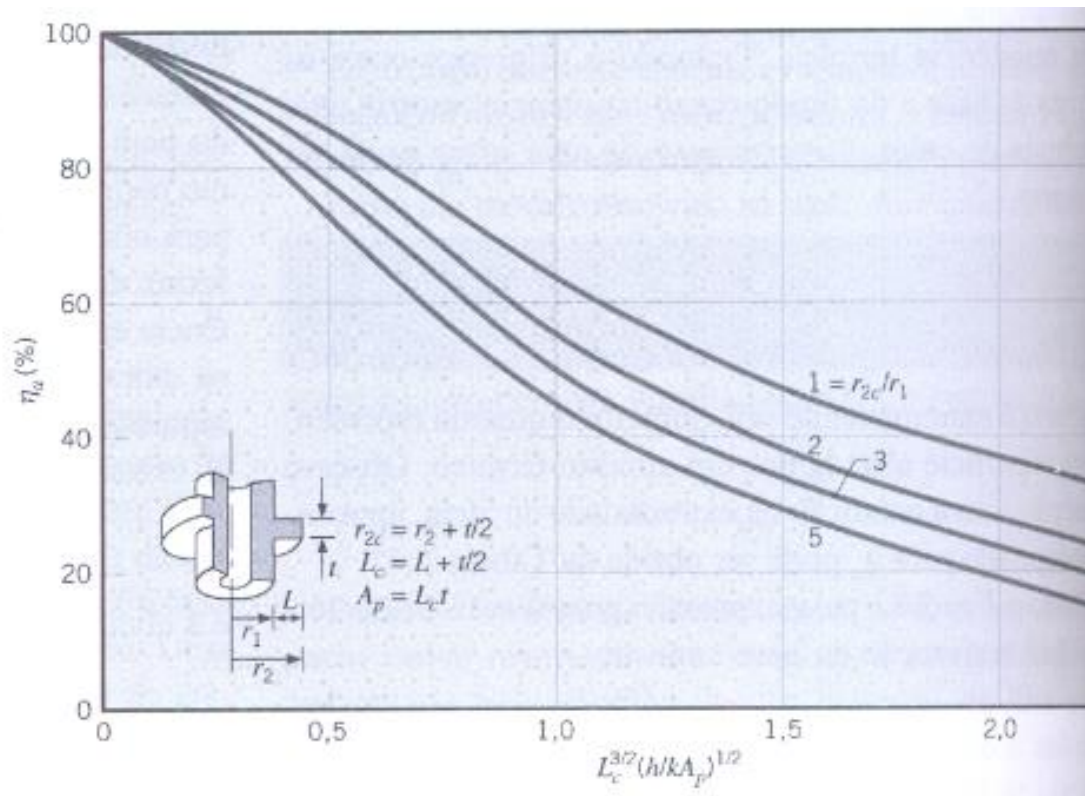


Figura 17 - Desempenho de aletas anelares^[6]

7.5. Equacionamento do coeficiente global de transferência de calor

O coeficiente global real pode então ser definido, com as variáveis obtidas anteriormente:

$$\frac{1}{U_{ar}} = \frac{A_{ag}}{h_{ag} A_{ar}} + A_{ar} R_t + \frac{1}{\eta_o \cdot h_{ar}} \quad (18)$$

U_{ar} – Coeficiente global de transferência de calor [W/m².K]

7.6. Obtenção da efetividade do trocador de calor

Primeiramente, deve-se definir a quantidade de calor máxima, função das temperaturas de entrada e saída e da capacidade térmica dos fluidos.

Para água:

$$C_{ag} = \dot{m}_{ag,t} \cdot c_{p,ag} \quad (19)$$

$c_{p,ag}$ – Calor específico da água [J/kg.K]

C_{ag} – Capacidade térmica da água [W/K]

E, de forma análoga, para o ar:

$$C_{ar} = \dot{m}_{ar,t} \cdot c_{p,ar} \quad (20)$$

Restando então a determinação do quantidade de calor máxima transferida:

$$Q_{max} = C_{min}(T_{ag,ent} - T_{ar,ent}) \quad (21)$$

C_{min} – Menor valor de Capacidade térmica obtido [W/K]

$T_{ag,ent}$ – Temperatura de entrada da água [°C]

$T_{ar,ent}$ – Temperatura de entrada do ar [°C]

O que resultará, dentro dos casos estudados em:

$$Q_{max} = C_{ag} \cdot N_t \cdot (T_{ag,ent} - T_{ar,ent}) \quad (22)$$

N_t – Número total de tubos

Para obtenção da efetividade, o NUT deve ser calculado:

$$NUT = \frac{U_{ar} \cdot A_f}{C_{min}} \quad (23)$$

$$A_f = Vol. \alpha \quad (24)$$

A_f – Área de superfície de troca de calor [m²]

Vol – Volume do trocador de calor (premissa de projeto) [m³]

α – Área de transferência de calor/volume total [m²/m³]

E, finalmente, a efetividade pode ser obtida através da seguinte relação válida para trocadores de calor de fluxo cruzado^[6]:

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) (NUT)^{0,22} \{ \exp[-C_r(NUT)^{0,78}] - 1 \} \right] \quad (25)$$

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (26)$$

7.7.Obtenção da capacidade de arrefecimento do trocador

A partir da obtenção dos parâmetro citados anteriormente, a capacidade de arrefecimento do trocador pode então ser definida a partir da relação:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} \quad (27)$$

Q – Quantidade de calor que o retira do sistema (capacidade de arrefecimento do trocador) [kW]

8. TIPOS DE TROCADORES UTILIZADOS

Para avaliação das capacidades e necessidades de refrigeração, bem como o respectivo desempenho, serão estudados trocadores de calor compactos clássicos propostos por Kays e London^[7].

Os trocadores serão tubulares de seção circular e aletados, com aletas contínuas ou circulares (anelares).

8.1. Trocadores de tubos circulares com aletas circulares (anelares)

Esses trocadores são composto por tubos de seção circular com aletas circulares (anelares) dispostas ao longo do plano axial dos tubos.

CF-7.34

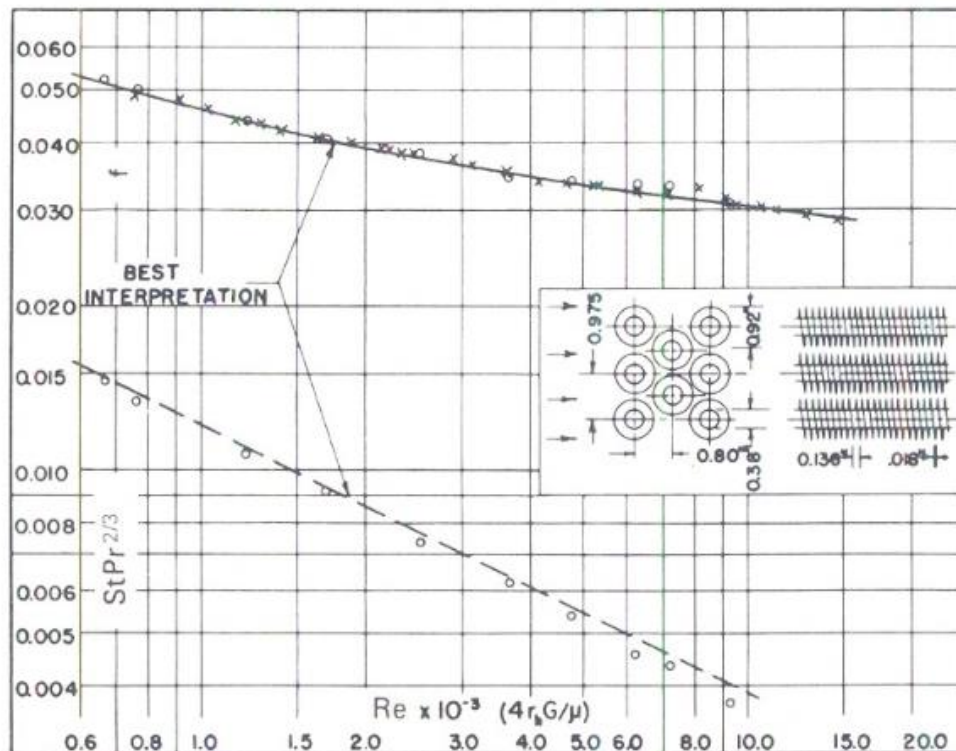


Figura 18 – Curvas específicas para CF-7.34^[7]

Diâmetro externo do tubo, $D_e = 9,65\text{mm}$

Passo da Aleta = 289 por metro

Diâmetro hidráulico da passagem de escoamento externo, $D_h = 4,75\text{mm}$

Espessura da aleta = 0,46mm

Área livre de escoamento/área frontal, $\sigma=0,538$

Área de transferência de calor/volume total, $\alpha=459\text{m}^2/\text{m}^3$

Área da aleta/área total, $A_f/A = 0,892$

A área livre mínima do escoamento encontra-se nos espaços transversais ao escoamento.

Espaçamento horizontal entre tubos, $L_x=20,3\text{mm}$

Espaçamento vertical entre tubos, $L_y=24,7\text{mm}$

Espaçamento entre aletas, $L_z=3,4\text{mm}$

Diâmetro interno de aleta, $D_{al,int}=9,7\text{mm}$

Diâmetro externo de aleta, $D_{al,ext}=23,4\text{mm}$

CF-8.72

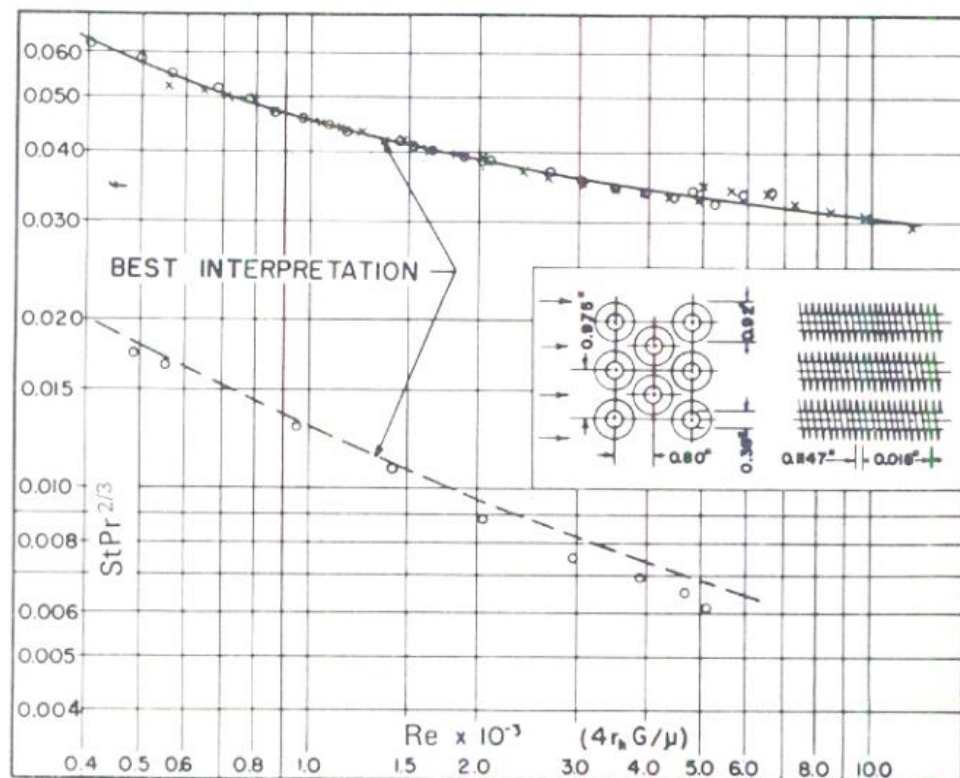


Figura 19 – Curvas específicas para CF-8.72^[7]

Diâmetro externo do tubo, $D_e=9,65\text{mm}$

Passo da Aleta = 343 por metro

Diâmetro hidráulico da passagem de escoamento externo, $D_h=3.929\text{mm}$

Espessura da aleta = 0,46mm

Área livre de escoamento/área frontal, $\sigma=0,524$

Área de transferência de calor/volume total, $\alpha= 535\text{m}^2/\text{m}^3$

Área da aleta/área total, $A_f/A = 0,910$

A área livre mínima do escoamento encontra-se nos espaços transversais ao escoamento.

Espaçamento horizontal entre tubos, $L_x=20,3\text{mm}$

Espaçamento vertical entre tubos, $L_y=24,7\text{mm}$

Espaçamento entre aletas, $L_z=21,5\text{mm}$

Diâmetro interno de aleta, $D_{al,int}=9,7\text{mm}$

Diâmetro externo de aleta, $D_{al,ext}=23,4\text{mm}$

CF-8.72 (c)

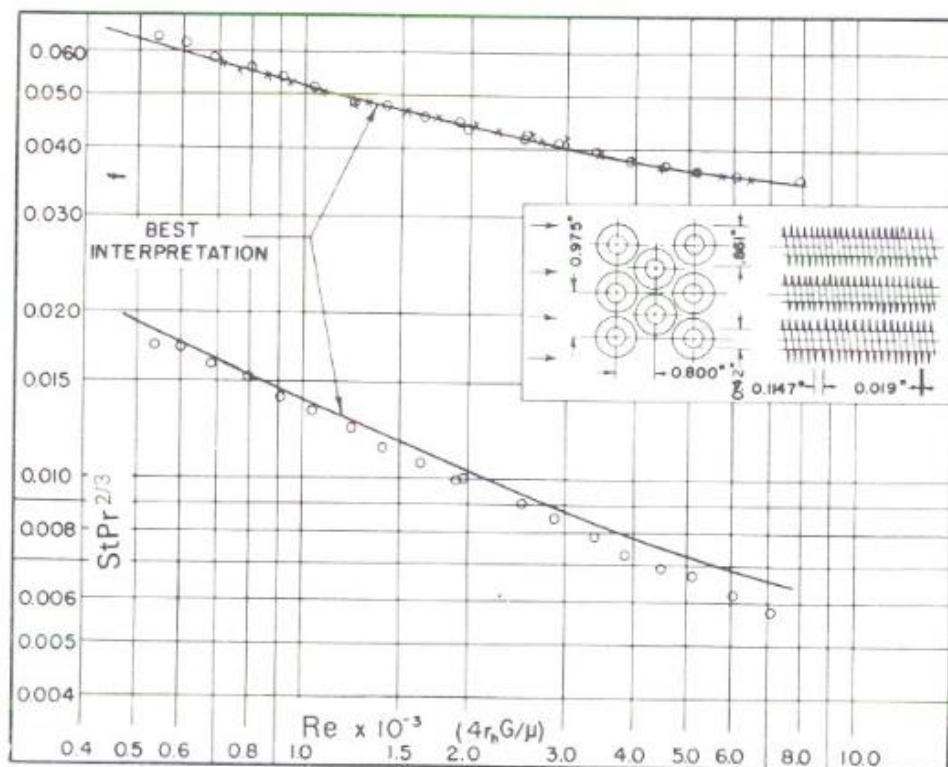


Figura 20 – Curvas específicas para CF-8.72(c)^[7]

Diâmetro externo do tubo, $D_e= 10,67\text{mm}$

Passo da Aleta = 343 por metro

Diâmetro hidráulico da passagem de escoamento externo, $D_h=4,425\text{mm}$

Espessura da aleta = 0,48mm

Área livre de escoamento/área frontal, $\sigma=0,494$

Área de transferência de calor/volume total, $\alpha= 446\text{m}^2/\text{m}^3$

Área da aleta/área total, $A_f/A = 0,876$

A área livre mínima do escoamento encontra-se nos espaços transversais ao escoamento.

Espaçamento horizontal entre tubos, $L_x=20,3\text{mm}$

Espaçamento vertical entre tubos, $L_y=24,7\text{mm}$

Espaçamento entre aletas, $L_z=2,9\text{mm}$

Diâmetro interno de aleta, $D_{al,int}=9,7\text{mm}$

Diâmetro externo de aleta, $D_{al,ext}=23,4\text{mm}$

CF-11.46

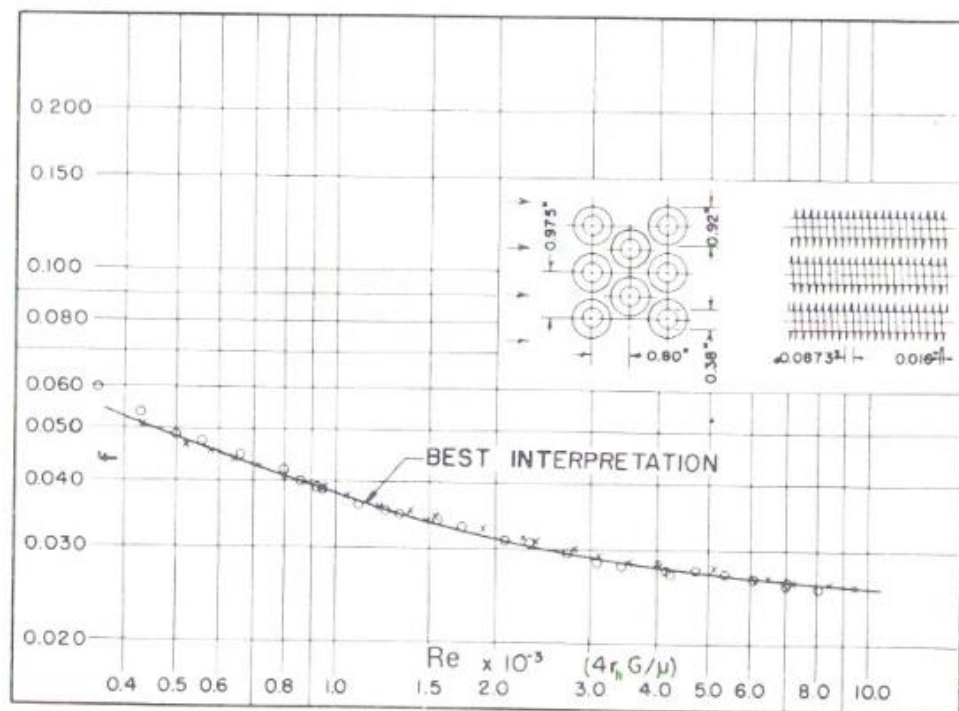


Figura 21 – Curvas específicas para CF-11.46^[7]

Diâmetro externo do tubo, $D_e= 9,65\text{mm}$

Passo da Aleta = 451 por metro

Diâmetro hidráulico da passagem de escoamento externo, $D_h=2,979\text{mm}$

Espessura da aleta = 0,41mm

Área livre de escoamento/área frontal, $\sigma=0,510$

Área de transferência de calor/volume total, $\alpha = 686 \text{ m}^2/\text{m}^3$

Área da aleta/área total, $A_f/A = 0,931$

A área livre mínima do escoamento encontra-se nos espaços transversais ao escoamento.

Espaçamento horizontal entre tubos, $L_x = 20,3 \text{ mm}$

Espaçamento vertical entre tubos, $L_y = 24,7 \text{ mm}$

Espaçamento entre aletas, $L_z = 2,2 \text{ mm}$

Diâmetro interno de aleta, $D_{al,int} = 9,7 \text{ mm}$

Diâmetro externo de aleta, $D_{al,ext} = 23,4 \text{ mm}$

CF-7.0-5/8J

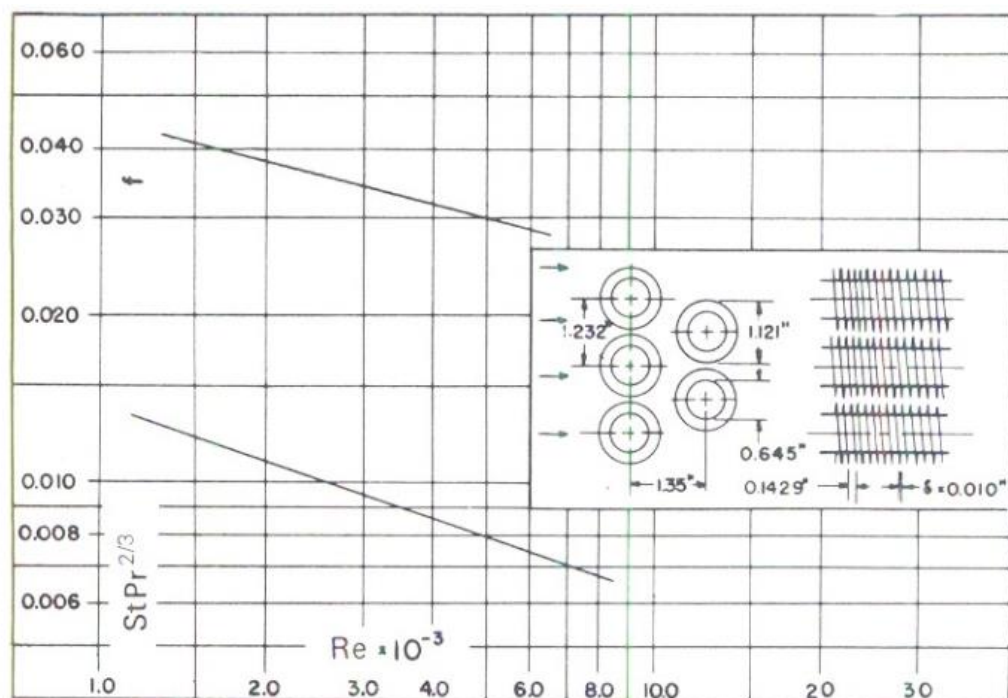


Figura 22 – Curvas específicas para CF-7.0-5/8J^[7]

Diâmetro externo do tubo, $D_e = 16,38 \text{ mm}$

Passo da Aleta = 276 por metro

Diâmetro hidráulico da passagem de escoamento externo, $D_h = 6,68 \text{ mm}$

Espessura da aleta = 0,25 mm

Área livre de escoamento/área frontal, $\sigma = 0,449$

Área de transferência de calor/volume total, $\alpha = 269 \text{ m}^2/\text{m}^3$

Área da aleta/área total, $A_f/A = 0,830$

A área livre mínima do escoamento encontra-se nos espaços transversais ao escoamento.

Espaçamento horizontal entre tubos, $L_x=34,3\text{mm}$

Espaçamento vertical entre tubos, $L_y=31,3\text{mm}$

Espaçamento entre aletas, $L_z=3,6\text{mm}$

Diâmetro interno de aleta, $D_{al,int}=16,6\text{mm}$

Diâmetro externo de aleta, $D_{al,ext}=28,5\text{mm}$

CF-8.7-5/8J

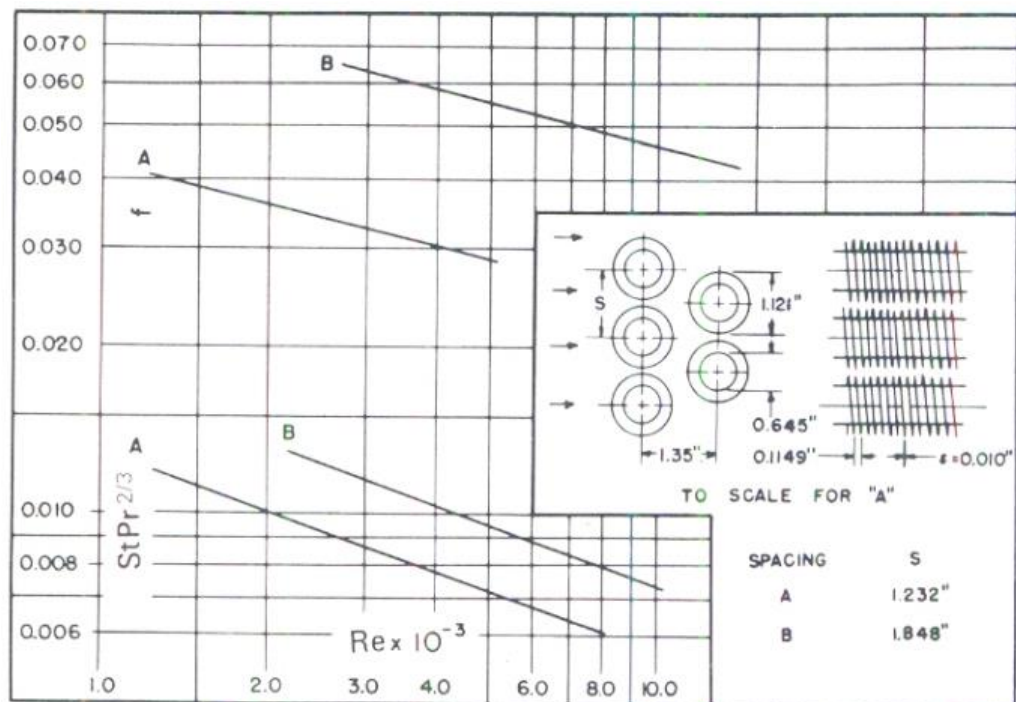


Figura 23 – Curvas específicas para 8.7-5/8J^[7]

Diâmetro externo do tubo, $D_e = 16,38\text{mm}$

Passo da Aleta = 343 por metro

Diâmetro hidráulico da passagem de escoamento externo, $D_h=5,48\text{mm}$
(A)/11,67mm(B)

Espessura da aleta = 0,25mm

Área livre de escoamento/área frontal, $\sigma=0,443$ (A), 0,628(B)

Área de transferência de calor/volume total, $\alpha= 324\text{m}^2/\text{m}^3$ (A)/ $216\text{m}^2/\text{m}^3$ (B)

Área da aleta/área total, $A_f/A = 0,862$

A área livre mínima do escoamento encontra-se nos espaços transversais ao escoamento.

Espaçamento horizontal entre tubos, $L_x=34,3\text{mm}$

Espaçamento vertical entre tubos, $L_y=31,3\text{mm}$ (A)/ 46,9mm(B)

Espaçamento entre aletas, $L_z=2,9\text{mm}$

Diâmetro interno de aleta, $D_{al,int}=16,4\text{mm}$

Diâmetro externo de aleta, $D_{al,ext}=28,5\text{mm}$

CF-9.05-3/4J

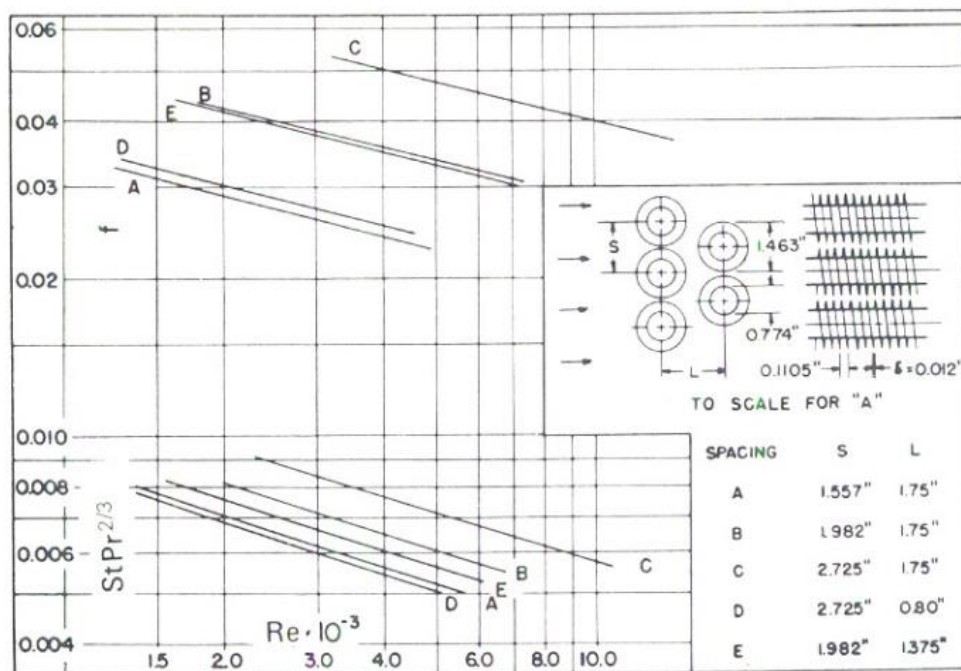


Figura 24 – Curvas específicas para CF-9.05-3/4J^[7]

Diâmetro externo do tubo, $D_e= 19,66\text{mm}$

Passo da Aleta = 356 por metro

Diâmetro hidráulico da passagem de escoamento externo, $D_h=5,131\text{mm}$ (A)/8,179mm(B)/13,59mm(C), 4,846mm(D), 6,426mm(E)

Espessura da aleta = 0,305mm

Área livre de escoamento/área frontal, $\sigma=0,455$ (A), 0,572(B), 0,688(C), 0,537(D), 0,572(E)

Área de transferência de calor/volume total, $\alpha = 354\text{m}^2/\text{m}^3(\text{A}) / 279\text{m}^2/\text{m}^3(\text{B}), 203\text{m}^2/\text{m}^3(\text{C}) / 443\text{m}^2/\text{m}^3(\text{D}) 354\text{m}^2/\text{m}^3(\text{E})$

Área da aleta/área total, $A_f/A = 0,835$

A área livre mínima do escoamento encontra-se nos espaços transversais ao escoamento.

Espaçamento horizontal entre tubos, $L_x = 44,4\text{mm}(\text{A}) / 44,4\text{mm}(\text{B}) / 44,4\text{mm}(\text{C}) / 20,3\text{mm}(\text{D}) / 34,9\text{mm}(\text{E})$

Espaçamento vertical entre tubos, $L_y = 39,5\text{mm}(\text{A}) / 50,3\text{mm}(\text{B}) / 69,2\text{mm}(\text{C}) / 69,2\text{mm}(\text{D}) / 50,3\text{mm}(\text{E})$

Espaçamento entre aletas, $L_z = 2,8\text{mm}$

Diâmetro interno de aleta, $D_{al,int} = 19,7\text{mm}$

Diâmetro externo de aleta, $D_{al,ext} = 44,1\text{mm}$

CF-8.8-5/1.0J

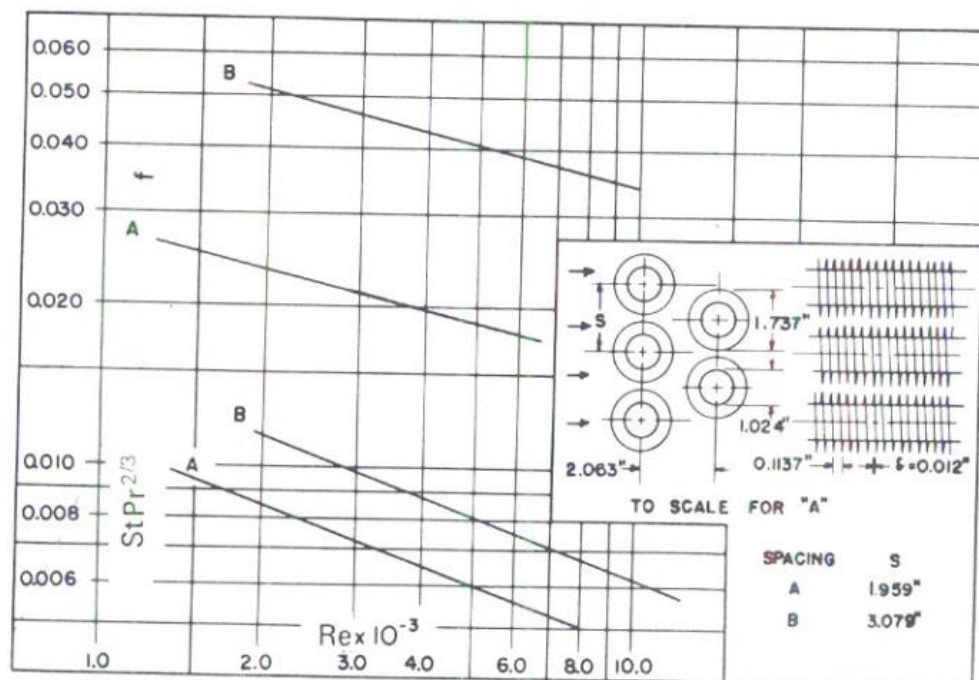


Figura 25 – Curvas específicas para CF-8.8-5/1.0J^[7]

Diâmetro externo do tubo, $D_e = 26,01\text{mm}$

Passo da Aleta = 346 por metro

Diâmetro hidráulico da passagem de escoamento externo, $D_h = 5,893\text{mm} (\text{A}) / 13,21\text{mm}(\text{B})$

Espessura da aleta = 0,305mm

Área livre de escoamento/área frontal, $\sigma=0,439$ (A), 0,642(B)

Área de transferência de calor/volume total, $\alpha= 299\text{m}^2/\text{m}^3$ (A)/ $191\text{m}^2/\text{m}^3$ (B)

Área da aleta/área total, $A_f/A = 0,825$

A área livre mínima do escoamento encontra-se nos espaços transversais ao escoamento.

Espaçamento horizontal entre tubos, $L_x=52,4\text{mm}$

Espaçamento vertical entre tubos, $L_y=47,9\text{mm}$ (A)/ $78,2\text{mm}$ (B)

Espaçamento entre aletas, $L_z=2,9\text{mm}$

Diâmetro interno de aleta, $D_{al,int}=26,0\text{mm}$

Diâmetro externo de aleta, $D_{al,ext}=44,1\text{mm}$

8.2.Trocadores de tubos circulares com aletas contínuas

Esses trocadores são compostos por tubos de seção circular com aletas contínuas e estendidas ao longo do plano transversal aos tubos.

8.0-3/8T

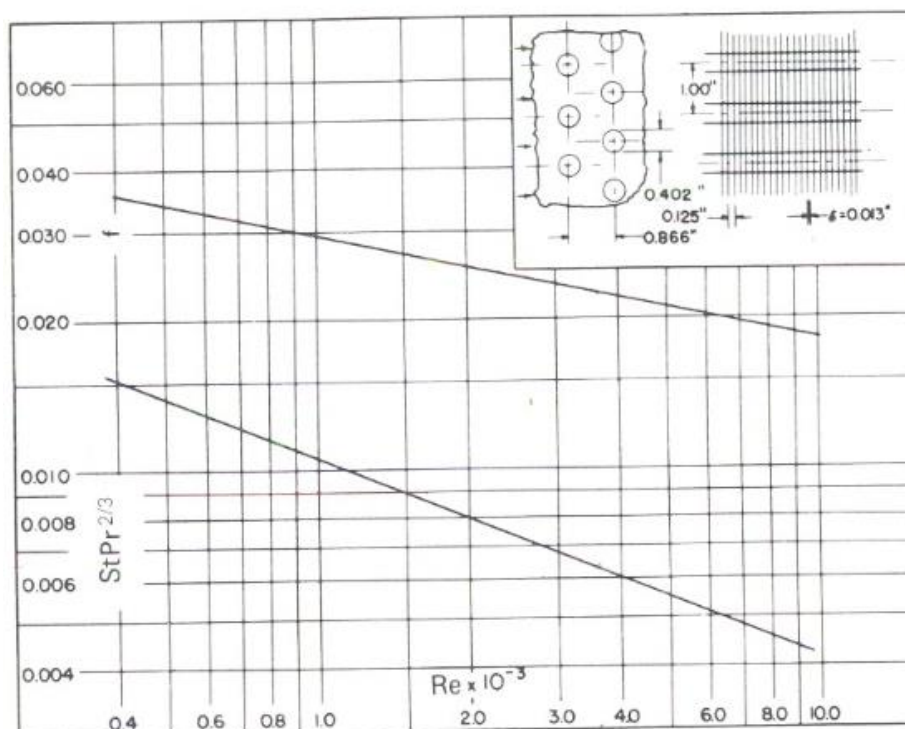


Figura 26 – Curvas específicas para 8.0-3/8T^[7]

Diâmetro externo do tubo, $D_e = 10,2\text{mm}$

Passo da Aleta = 315 por metro

Diâmetro hidráulico da passagem de escoamento externo, $D_h = 3,362\text{mm}$

Espessura da aleta = $0,33\text{mm}$

Área livre de escoamento/área frontal, $\sigma = 0,534$

Área de transferência de calor/volume total, $\alpha = 587\text{m}^2/\text{m}^3$

Área da aleta/área total, $A_f/A = 0,913$

A área livre mínima do escoamento encontra-se nos espaços transversais ao escoamento.

Espaçamento horizontal entre tubos, $L_x = 22,0\text{mm}$

Espaçamento vertical entre tubos, $L_y = 25,4\text{mm}$

Espaçamento entre aletas, $L_z = 3,2\text{mm}$

Diâmetro interno de aleta, $D_{al,int} = 17,2\text{mm}$

7.75-5/8T

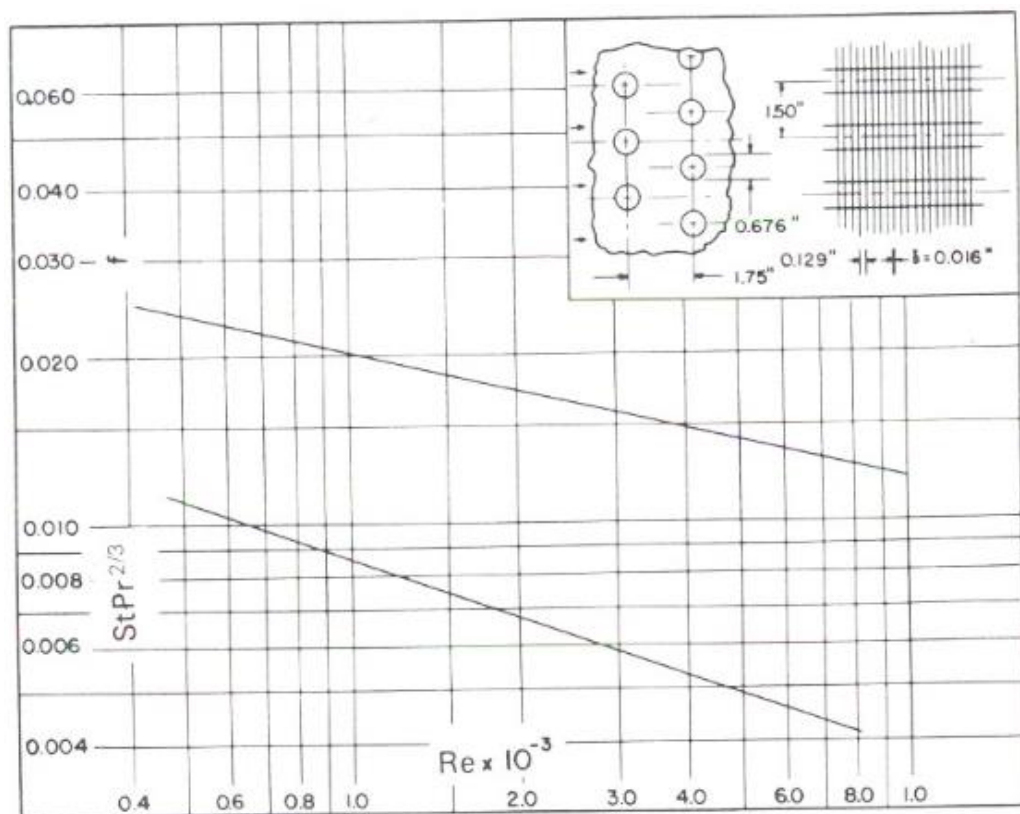


Figura 27 – Curvas específicas para 7.75-5/8T^[7]

Diâmetro externo do tubo, $D_e = 17,17\text{mm}$

Passo da Aleta = 305 por metro

Diâmetro hidráulico da passagem de escoamento externo, $D_h = 3,48\text{mm}$

Espessura da aleta = $0,40\text{mm}$

Área livre de escoamento/área frontal, $\sigma = 0,481$

Área de transferência de calor/volume total, $\alpha = 554\text{m}^2/\text{m}^3$

Área da aleta/área total, $A_f/A = 0,950$

A área livre mínima do escoamento encontra-se nos espaços transversais ao escoamento.

Espaçamento horizontal entre tubos, $L_x = 44,4\text{mm}$

Espaçamento vertical entre tubos, $L_y = 38,1\text{mm}$

Espaçamento entre aletas, $L_z = 3,2\text{mm}$

Diâmetro interno de aleta, $D_{al,int} = 10,2\text{mm}$

9. APLICAÇÃO DO MODELO

Tendo sido definidas as premissas de projeto, a aplicação do modelo desenvolvido às situações reais é possível, avaliando a capacidade de arrefecimento do trocador em função da demanda real de arrefecimento do veículo.

De forma geral, a adoção dos casos de estudo se deu buscando modelos que estão presentes na vida cotidiana brasileira, os quais pertencem a segmentos distintos ou estão submetidos a condições e históricos de arrefecimento diferenciados e específicos^[8].

9.1. Veículos a serem estudados

Volkswagen Gol G4 1.0 2009

Carro popular extremamente difundido no Brasil^[9]

Ano de fabricação – 2009

Cilindrada do motor – 999cm³

Diâmetro de cilindro – 67,1mm

Curso dos pistões – 70,6 mm

Número de cilindros – 4

Relação de compressão – 13:1

Rotação de potência máxima – 5750 rpm

Tipo de motor – Otto

Dimensões do radiador (altura x largura x profundidade) – 632 x 407 x 21 mm

Potência do motor – 71 cv

Fiat Tempra 2.0 1992

Carro que apresenta histórico de problemas de arrefecimento^[10]

Ano de fabricação – 1992

Cilindrada do motor – 1995 cm³

Diâmetro de cilindro – 84,0 mm

Curso dos pistões – 90,0 mm

Número de cilindros – 4

Relação de compressão – 9,5:1

Rotação de potência máxima – 5250 rpm

Tipo de motor - Otto

Dimensões do radiador (altura x largura x profundidade) – 680 x 450 x 30 mm

Potência do motor – 99 cv

Chevrolet Opala Comodoro 2.5 1977

Modelo clássico, o qual também apresenta histórico de problemas de arrefecimento^[11]

Ano de fabricação – 1977

Cilindrada do motor – 2471 cm³

Diâmetro de cilindro – 101,5mm

Curso dos pistões – 76,2 mm

Número de cilindros – 4

Relação de compressão – 7,5:1

Rotação de potência máxima – 4800 rpm

Tipo de motor – Otto

Dimensões do radiador (altura x largura x profundidade) – 414 x 354 x 30 mm

Potência do motor – 98 cv

Hyundai Tucson 2.0

Automóvel moderno e de motorização relativamente elevada, sendo raros seus registros de problemas de arrefecimento^[9]

Ano de Fabricação – 2008

Cilindrada do motor – 1975 cm³

Diâmetro de cilindro – 82,0 mm

Curso dos pistões – 100,3 mm

Número de cilindros – 4

Relação de compressão – 10:1

Rotação de potência máxima – 6000 rpm

Tipo de motor – Otto

Dimensões do radiador (altura x largura x profundidade) – 643 x 452 x 17 mm

Potência do motor – 146 cv

Mercedes-Benz Sprinter 2.5 1998

Automóvel que possui motor Diesel, sendo bastante difundido em suas aplicações específicas, como no transporte de carga e passageiros^[9]

Ano de fabricação – 1998

Cilindrada do motor – 2505cm³

Diâmetro de cilindro – 90,5mm

Curso dos pistões – 97,0 mm

Número de cilindros – 4

Relação de compressão – 19,5:1

Rotação de potência máxima – 3800 rpm

Tipo de motor – Diesel

Dimensões do radiador (altura x largura x profundidade) – 680 x 408 x 42 mm

Potência do motor – 95 cv

Ford F-250 2.8 2000

Automóvel que também possui motor Diesel, sendo uma das caminhonetes de grande porte mais difundidas no Brasil^[9]

Ano de fabricação – 2000

Cilindrada do motor – 2798cm³

Diâmetro de cilindro – 93,0 mm

Curso dos pistões – 103,0 mm

Número de cilindros – 4

Relação de compressão – 17,8:1 :1

Rotação de motência máxima – 3600 rpm

Tipo de motor – Diesel

Dimensões do Radiador (altura x largura x profundidade) – 760 x 371 x 50 mm

Potência do motor – 132 cv

9.2. Aplicação do equacionamento

Estabelecidas as premissas, o equacionamento, os parâmetros dos trocadores de calor, bem como os parâmetros do veículos a serem estudados, o modelo pode então ser aplicado, bem como seus resultados obtidos.

O exemplo a ser demonstrado será o do Volkswagen Gol G4, utilizado o trocador de calor do tipo CF 7.43.

As premissas adotadas nesse item são válidas para todos os casos estudados de veículos e de trocadores, sendo que as propriedades dos fluidos e materiais envolvidos são função da temperatura de entrada estabelecida como premissa anteriormente.

9.2.1. Obtenção da resistência à condução dos tubos

Utilizando eq.7, eq.8 e eq.9, essa resistência pode ser obtida.

Sendo:

$$D_{\text{ext}}=9,65\text{mm}$$

$$D_{\text{int}}=8,65\text{mm}$$

$$\frac{A_f}{A}=0,892$$

Com as premissas:

$$e_t=0,4\text{mm}$$

$$k_t=237\text{W/m.K (Alumínio)}$$

Resultando em:

$$A_{\text{ar}}R_t=1,633 \cdot 10^{-5} \text{m}^2 \cdot \text{K/W}$$

9.2.2. Determinação do coeficiente convectivo interno

Sendo conhecida a temperatura de entrada da água no radiador, bem como a sua velocidade de escoamento interna ao tubo, a vazão mássica de água pode ser obtida pela seguinte relação:

$$\dot{m}_{ag} = \rho_{ag} \cdot V_{ag} \cdot A_{int} = \rho_{ag} \cdot V_{ag} \cdot \pi \cdot \frac{d_{int}}{4} \quad (28)$$

Sendo:

$$\rho_{ag}=973\text{kg/m}^3, \text{ em função da premissa de temperatura de entrada no radiador}$$

Com a premissa de projeto:

$$V_{ag}=0,8\text{m/s}$$

Obtemos, dessa forma:

$$\dot{m}_{ag}=0,0479\text{kg/s (em cada tubo do trocador)}$$

Definindo-se a viscosidade em função da premissa adotada de temperatura de entrada, obtemos o número de Reynolds através da eq.10:

$$\mu_{ag}=1,05.10^{-3}\text{N.s/m}^2$$

$$\text{Re}=18874$$

Vemos que o número de Reynolds obtido corresponde a um escoamento turbulento. Com a eq.12, o coeficiente de convecção do fluido arrefecedor que circula no radiador é então obtido:

$$\text{Pr}=2,29$$

$$\text{Nu}=776,89$$

$$h_{ag}=32,04\text{W/m}^2.\text{K}$$

9.2.3. Determinação do coeficiente convectivo externo

Deve-se obter a vazão mássica de ar, agora estando definida a área de entrada do ar, que é função das dimensões do radiador, que é peculiar a cada modelo conforme visto, bem como a velocidade de circulação do ar no interior das colmeias do radiador, a qual foi estabelecida como premissa, possibilitando o uso da eq.28.

Sendo:

$$V_{ar}=10\text{m/s}$$

$$A_{ent,ar}=\text{Altura.Largura}=0,632.0,407=0,2572\text{m}^2$$

$$\rho_{ar}=1,078\text{kg/m}^3$$

Obtendo:

$$\dot{m}_{ar}=2,773\text{kg/s}$$

Conhecido o valor da relação Área livre de escoamento / Área central, que é propriedade do trocador de calor, a velocidade mássica pode ser obtida a partir da eq.13 e o Número de Reynolds a partir da eq.14.

Estando definidos:

$$\sigma=0,538$$

$$D_h=4,75\text{mm}$$

$$\mu_{ar}=1,964.10^{-5}\text{N.s/m}^2$$

$$Re=4846$$

Para obtenção do coeficiente de convecção do ar, basta a utilização da eq.15, estando definidos os parâmetros necessários:

$$c_{p,ar}=1008\text{J/Kg.K}$$

$$Pr=0,704$$

$$h_{ar}=142,92\text{W/m}^2.\text{K}$$

9.2.4. Determinação do desempenho das aletas

Em função da eq.16 e eq.17, bem como a partir das dimensões de aletas e do gráfico da fig.17, o rendimento de uma aleta e o rendimento global da superfície aletada pode ser obtido:

$$D_{int,al}=9,7\text{mm (diâmetro interno de aleta)}$$

$$D_{ext,al}=23,4\text{mm (diâmetro externo de aleta)}$$

$$H_{al}=0,46\text{mm (altura de aleta)}$$

Resultando:

$$\eta_f=0,958$$

$$\eta_o=0,963$$

Para os trocadores que possuem aletas contínuas, o equacionamento é similar, sendo o diâmetro interno dado pelo gráfico e o diâmetro externo hipotético sendo definido como 50% maior que o diâmetro interno. Definido ambos diâmetros, o equacionamento é análogo ao dos outros trocadores de aletas anelares.

9.2.5. Determinação do coeficiente global de transferência de calor

Estando todos parâmetros necessários definidos, basta aplicar a eq.18 para obtenção do coeficiente:

$$U_{at}=49,91\text{W/m}^2.\text{K}$$

9.2.6. Obtenção da efetividade do trocador de calor

Definidos os dados de operação de trocador, sua efetividade pode então ser obtida, primeiramente obtendo-se a Capacidade Térmica de ambos fluidos através da eq.19 e eq.20:

$$C_{ag}=167,0\text{W/K}$$

$$C_{ar}=2795,1\text{W/K}$$

Definidas como premissas de projeto as temperaturas de entrada e saída de ambos fluidos, a quantidade máxima de calor transferida é obtida através da eq.21 e eq.22:

$$Q_{\max}=116918,3\text{W}=116,9\text{kW}$$

Obtidos todos os parâmetros necessários, o NUT pode ser calculado pela eq.23, sendo o parâmetro Área de transferência de calor obtido através da eq.24, estando calculado o volume:

$$\text{Vol}=0,632.0,407.0,021=0,0054\text{m}^3 \text{ (premissa de projeto)}$$

$$A_f=2,479\text{m}^2$$

$$\text{NUT}=0,741$$

Conhecidos os calores específicos, bem como o NUT, a efetividade pode ser obtida através da eq.25 e eq.26:

$$\varepsilon=0,515$$

A quantidade de calor que o sistema retira pode ser finalmente obtida pela eq.27:

$$Q=60,1\text{kW}$$

Conforme citado anteriormente, esse procedimento de cálculo é análogo para todos os veículos e trocadores de calor estudado. O valor real de demanda de arrefecimento para o Volkswagen Gol G4, que possui motor que opera em ciclo Otto, é dado pela eq.5:

$$Q_r=21,5\text{kW}$$

9.3. Resultados obtidos

A partir do equacionamento exposto anteriormente e da ferramenta de cálculo desenvolvida, os dados relativos ao desempenho dos trocadores de calor puderam então ser obtidos:

Tabela 1 - Parâmetros calculados para a superfície CF 7.34

	h_{ar}	142,92	Re_{ar}	4846	RE_{ag}	6561	h_{ag}	39,58	C_{ag}	167,03	
CF 7.34	Total tubos	Nº Aletas	U	C_{ar}	Q_{max}	NUT	C_r	ε	Q (kW)	Qt (kW)	$\frac{Q}{Q_r}$
VW Gol G4 1.0	20	3660	49,9	2795,1	116918,3	0,741	0,060	0,515	60,2	21,6	2,79
Fiat Tempra 2.0	22	4356	53,0	3325,1	128610,1	1,336	0,050	0,726	93,4	38,3	2,44
Opala Comodoro 2.5	17	2023	44,9	1592,5	99380,6	0,542	0,105	0,408	40,6	39,9	1,02
Hyundai Tucson 2.0	22	4114	53,0	3158,1	128610,1	0,719	0,053	0,506	65,0	42,2	1,54
Mercedes-Benz Sprinter 2.5	20	3960	49,9	3012,5	116918,3	1,597	0,055	0,785	91,7	117,6	0,78
Ford F-250 2.8	27	5967	59,8	3063,8	157839,7	2,316	0,055	0,889	140,3	128,6	1,09

Tabela 2 - Parâmetros calculados para a superfície CF 8.72

	h_{ar}	196,53	Re_{ar}	4116	Re_{ag}	6561	h_{ag}	39,58	C_{ag}	167,03	
CF 8.72	Total tubos	Nº Aletas	U	C_{ar}	Q_{max}	NUT	C_r	ε	Q (kW)	Q_t (kW)	$\frac{Q}{Q_r}$
VW Gol G4 1.0	20	540	48,3	2794,4	116918,3	0,835	0,060	0,557	65,1	21,6	3,02
Fiat Tempra 2.0	22	638	51,8	3325,1	128610,1	1,522	0,050	0,770	99,0	38,3	2,59
Opala Comodoro 2.5	17	289	42,7	1592,5	99380,6	0,602	0,105	0,441	43,8	39,9	1,10
Hyundai Tucson 2.0	22	594	51,8	3158,1	128610,1	0,819	0,053	0,551	70,9	42,2	1,68
Mercedes-Benz Sprinter 2.5	20	580	48,3	3012,5	116918,3	1,801	0,055	0,822	96,1	117,6	0,82
Ford F-250 2.8	27	891	59,7	3063,8	157839,7	2,697	0,055	0,921	145,4	128,6	1,13

Tabela 3 - Parâmetros calculados para a superfície CF 8.72 (C)

	h_{ar}	205,68	Re_{ar}	4917	Re_{ag}	7317	h_{ag}	38,73	C_{ag}	207,75	
CF 8.72(C)	Total tubos	Nº Aletas	U	C_{ar}	Q_{max}	NUT	C_r	ε	Q (kW)	Q_t (kW)	$\frac{Q}{Q_r}$
VW Gol G4 1.0	20	4300	61,3	2794,4	145422,0	0,711	0,074	0,499	72,6	21,6	3,36
Fiat Tempra 2.0	22	5104	65,4	3325,1	159964,3	1,290	0,062	0,711	113,8	38,3	2,97
Opala Comodoro 2.5	17	2380	54,7	1592,5	123608,7	0,516	0,130	0,391	48,4	39,9	1,21
Hyundai Tucson 2.0	22	4818	65,4	3158,1	159964,3	0,694	0,066	0,492	78,7	42,2	1,87
Mercedes-Benz Sprinter 2.5	20	4640	61,3	3012,5	145422,0	1,533	0,069	0,768	111,7	117,6	0,95
Ford F-250 2.8	27	7020	74,7	3063,8	196319,8	2,261	0,068	0,880	172,8	128,6	1,34

Tabela 4 - Parâmetros calculados para a superfície CF 11.46

	h_{ar}	199,23	Re_{ar}	3206	Re_{ag}	6561	h_{ag}	39,58	C_{ag}	167,03	
CF 11.46	Total tubos	Nº Aletas	U	C_{ar}	Q_{max}	NUT	C_r	ε	Q (kW)	Q_t (kW)	$\frac{Q}{Q_r}$
VW Gol G4 1.0	20	5700	39,5	2794,4	116918,3	0,876	0,060	0,574	67,1	21,6	3,11
Fiat Tempra 2.0	22	6754	42,5	3325,1	128610,1	1,604	0,050	0,787	101,2	38,3	2,65
Opala Comodoro 2.5	17	3162	34,7	1592,5	99380,6	0,626	0,105	0,453	45,0	39,9	1,13
Hyundai Tucson 2.0	22	6380	42,5	3158,1	128610,1	0,863	0,053	0,570	73,3	42,2	1,74
Mercedes-Benz Sprinter 2.5	20	6140	39,5	3012,5	116918,3	1,889	0,055	0,836	97,7	117,6	0,83
Ford F-250 2.8	27	9261	49,6	3063,8	157839,7	2,874	0,055	0,933	147,3	128,6	1,15

Tabela 5 - Parâmetros calculados para a superfície CF 7.0-5/8J

	h_{ar}	201,83	Re_{ar}	8166	Re_{ag}	11550	h_{ag}	35,35	C_{ag}	517,65	
CF 7.0-5/8J	Total tubos	Nº Aletas	U	C_{ar}	Q_{max}	NUT	C_r	ε	Q (kW)	Q_t (kW)	$\frac{Q}{Q_r}$
VW Gol G4 1.0	11	1903	47,2	2794,4	199293,7	0,132	0,185	0,122	24,3	21,6	1,13
Fiat Tempra 2.0	13	2418	53,3	3325,1	235528,9	0,254	0,156	0,219	51,7	38,3	1,35
Opala Comodoro 2.5	10	1130	43,9	1592,5	181176,1	0,100	0,325	0,093	16,8	39,9	0,42
Hyundai Tucson 2.0	13	2288	53,3	3158,1	235528,9	0,137	0,164	0,126	29,6	42,2	0,70
Mercedes-Benz Sprinter 2.5	11	2046	47,2	3012,5	199293,7	0,285	0,172	0,241	48,1	117,6	0,41
Ford F-250 2.8	10	2090	43,9	3063,8	181176,1	0,321	0,169	0,267	48,4	128,6	0,38

Tabela 6 - Parâmetros calculados para a superfície CF 8.7-5/8J A

	h_{ar}	201,47	Re_{ar}	6790	Re_{ag}	11550	h_{ag}	35,35	C_{ag}	517,65	
CF 8.7-5/8J A	Total tubos	Nº Aletas	U	C_{ar}	Q_{max}	NUT	C_r	ε	Q (kW)	Q_t (kW)	$\frac{Q}{Q_r}$
VW Gol G4 1.0	11	2365	40,1	2794,4	199293,7	0,136	0,185	0,125	24,8	21,6	1,15
Fiat Tempra 2.0	13	3016	45,6	3325,1	235528,9	0,262	0,156	0,225	53,0	38,3	1,39
Opala Comodoro 2.5	10	1400	37,2	1592,5	181176,1	0,102	0,325	0,095	17,2	39,9	0,43
Hyundai Tucson 2.0	13	2847	45,6	3158,1	235528,9	0,141	0,164	0,129	30,5	42,2	0,72
Mercedes-Benz Sprinter 2.5	11	2552	40,1	3012,5	199293,7	0,292	0,172	0,246	49,1	117,6	0,42
Ford F-250 2.8	10	2600	37,2	3063,8	181176,1	0,328	0,169	0,272	49,2	128,6	0,38

Tabela 7 - Parâmetros calculados para a superfície CF 8.7-5/8J B

	h_{ar}	157,42	Re_{ar}	10200	Re_{ag}	11550	h_{ag}	35,35	C_{ag}	517,65	
CF 8.7-5/8J B	Total tubos	Nº Aletas	U	C_{ar}	Q_{max}	NUT	C_r	ε	Q (kW)	Q_t (kW)	$\frac{Q}{Q_r}$
VW Gol G4 1.0	11	2365	38,0	2794,4	199293,7	0,086	0,185	0,081	16,1	21,6	0,75
Fiat Tempra 2.0	13	3016	42,9	3325,1	235528,9	0,164	0,156	0,149	35,1	38,3	0,92
Opala Comodoro 2.5	10	1400	35,4	1592,5	181176,1	0,065	0,325	0,062	11,2	39,9	0,28
Hyundai Tucson 2.0	13	2847	42,9	3158,1	235528,9	0,088	0,164	0,084	19,7	42,2	0,47
Mercedes-Benz Sprinter 2.5	11	2552	38,0	3012,5	199293,7	0,185	0,172	0,165	32,9	117,6	0,28
Ford F-250 2.8	10	2600	35,4	3063,8	181176,1	0,208	0,169	0,184	33,3	128,6	0,26

Tabela 8 - Parâmetros calculados para a superfície CF 9.05-3/4J A

	h_{ar}	150,89	Re_{ar}	6190	Re_{ag}	13982	h_{ag}	34,02	C_{ag}	758,54	
CF 9.05-3/4J A	Total tubos	Nº Aletas	U	C_{ar}	Q_{max}	NUT	C_r	ε	Q (kW)	Q_t (kW)	$\frac{Q}{Q_r}$
VW Gol G4 1.0	9	2007	35,3	2794,4	238941,6	0,089	0,271	0,083	19,9	21,6	0,92
Fiat Tempra 2.0	10	2400	38,0	3325,1	265490,7	0,163	0,228	0,147	38,9	38,3	1,02
Opala Comodoro 2.5	7	1015	29,2	1592,5	185843,5	0,060	0,476	0,057	10,5	39,9	0,26
Hyundai Tucson 2.0	10	2270	38,0	3158,1	265490,7	0,088	0,240	0,083	21,9	42,2	0,52
Mercedes-Benz Sprinter 2.5	9	2160	35,3	3012,5	238941,6	0,192	0,252	0,169	40,4	117,6	0,34
Ford F-250 2.8	8	2152	32,3	3063,8	212392,6	0,213	0,248	0,185	39,4	128,6	0,31

Tabela 9 - Parâmetros calculados para a superfície CF 9.05-3/4J B

	h_{ar}	132,03	Re_{ar}	7848	Re_{ag}	13982	h_{ag}	34,02	C_{ag}	758,54	
CF 9.05-3/4J B	Total tubos	Nº Aletas	U	C_{ar}	Q_{max}	NUT	C_r	ε	Q (kW)	Q_t (kW)	$\frac{Q}{Q_r}$
VW Gol G4 1.0	9	2007	34,1	2794,4	238941,6	0,068	0,271	0,064	15,4	21,6	0,71
Fiat Tempra 2.0	10	2400	36,7	3325,1	265490,7	0,124	0,228	0,114	30,3	38,3	0,79
Opala Comodoro 2.5	7	1015	28,4	1592,5	185843,5	0,046	0,476	0,044	8,2	39,9	0,20
Hyundai Tucson 2.0	10	2270	36,7	3158,1	265490,7	0,067	0,240	0,064	16,9	42,2	0,40
Mercedes-Benz Sprinter 2.5	9	2160	34,1	3012,5	238941,6	0,146	0,252	0,132	31,6	117,6	0,27
Ford F-250 2.8	8	2152	31,4	3063,8	212392,6	0,163	0,248	0,146	31,0	128,6	0,24

Tabela 10 - Parâmetros calculados para a superfície CF 9.05-3/4J C

	h_{ar}	115,75	Re_{ar}	10842	Re_{ag}	13982	h_{ag}	34,02	C_{ag}	758,54	
CF 9.05-3/4J C	Total tubos	Nº Aletas	U	C_{ar}	Q_{max}	NUT	C_r	ε	Q (kW)	Q_t (kW)	$\frac{Q}{Q_r}$
VW Gol G4 1.0	9	2007	32,9	2794,4	238941,6	0,048	0,271	0,046	11,0	21,6	0,51
Fiat Tempra 2.0	10	2400	35,3	3325,1	265490,7	0,087	0,228	0,082	21,7	38,3	0,57
Opala Comodoro 2.5	7	1015	27,6	1592,5	185843,5	0,032	0,476	0,031	5,8	39,9	0,15
Hyundai Tucson 2.0	10	2270	35,3	3158,1	265490,7	0,047	0,240	0,045	12,0	42,2	0,28
Mercedes-Benz Sprinter 2.5	9	2160	32,9	3012,5	238941,6	0,103	0,252	0,096	22,8	117,6	0,19
Ford F-250 2.8	8	2152	30,3	3063,8	212392,6	0,114	0,248	0,106	22,5	128,6	0,17

Tabela 11 - Parâmetros calculados para a superfície CF 9.05-3/4J D

	h_{ar}	127,85	Re_{ar}	4953	Re_{ag}	13982	h_{ag}	34,02	C_{ag}	758,54	
CF 9.05-3/4J D	Total tubos	Nº Aletas	U	C_{ar}	Q_{max}	NUT	C_r	ε	Q (kW)	Q_t (kW)	$\frac{Q}{Q_r}$
VW Gol G4 1.0	20	4460	54,9	2794,4	530981,4	0,173	0,271	0,154	81,8	21,6	3,79
Fiat Tempra 2.0	22	5280	57,6	3325,1	584079,6	0,309	0,228	0,255	149,2	38,3	3,90
Opala Comodoro 2.5	17	2465	50,4	1592,5	451334,2	0,129	0,476	0,116	52,3	39,9	1,31
Hyundai Tucson 2.0	22	4994	57,6	3158,1	584079,6	0,166	0,240	0,149	87,0	42,2	2,06
Mercedes-Benz Sprinter 2.5	20	4800	54,9	3012,5	530981,4	0,373	0,252	0,297	157,7	117,6	1,34
Ford F-250 2.8	18	4842	51,9	3063,8	477883,3	0,428	0,248	0,331	158,0	128,6	1,23

Tabela 12 - Parâmetros calculados para a superfície CF 9.05-3/4J E

	h_{ar}	122,43	Re_{ar}	6166	Re_{ag}	13982	h_{ag}	34,02	C_{ag}	758,54	
CF 9.05-3/4J E	Total tubos	Nº Aletas	U	C_{ar}	Q_{max}	NUT	C_r	ε	Q (kW)	Q_t (kW)	$\frac{Q}{Q_r}$
VW Gol G4 1.0	11	2453	38,2	2794,4	292039,8	0,096	0,271	0,090	26,2	21,6	1,21
Fiat Tempra 2.0	12	2880	40,4	3325,1	318588,9	0,173	0,228	0,154	49,2	38,3	1,29
Opala Comodoro 2.5	10	1450	35,9	1592,5	265490,7	0,073	0,476	0,069	18,3	39,9	0,46
Hyundai Tucson 2.0	12	2724	40,4	3158,1	318588,9	0,093	0,240	0,087	27,8	42,2	0,66
Mercedes-Benz Sprinter 2.5	11	2640	38,2	3012,5	292039,8	0,207	0,252	0,181	52,9	117,6	0,45
Ford F-250 2.8	10	2690	35,9	3063,8	265490,7	0,236	0,248	0,203	53,8	128,6	0,42

Tabela 13 - Parâmetros calculados para a superfície CF 8.8-5/1.0J A

	h_{ar}	159,52	Re_{ar}	7368	Re_{ag}	18689	h_{ag}	32,10	C_{ag}	1355,33	
CF 8.8-5/1.0J A	Total tubos	Nº Aletas	U	C_{ar}	Q_{max}	NUT	C_r	ε	Q (kW)	Q_t (kW)	$\frac{Q}{Q_r}$
VW Gol G4 1.0	7	1505	30,2	2794,4	332054,7	0,036	0,485	0,035	11,5	21,6	0,53
Fiat Tempra 2.0	8	1856	33,5	3325,1	379491,1	0,068	0,408	0,064	24,3	38,3	0,64
Opala Comodoro 2.5	6	840	26,7	1592,5	284618,4	0,026	0,851	0,025	7,1	39,9	0,18
Hyundai Tucson 2.0	8	1752	33,5	3158,1	379491,1	0,037	0,429	0,035	13,4	42,2	0,32
Mercedes-Benz Sprinter 2.5	7	1624	30,2	3012,5	332054,7	0,078	0,450	0,072	24,1	117,6	0,20
Ford F-250 2.8	7	1820	30,2	3063,8	332054,7	0,094	0,442	0,087	28,8	128,6	0,22

Tabela 14 - Parâmetros calculados para a superfície CF 8.8-5/1.0J B

	h_{ar}	124,05	Re_{ar}	11294	Re_{ag}	18689	h_{ag}	32,10	C_{ag}	1355,33	
CF 8.8-5/1.0J B	Total tubos	Nº Aletas	U	C_{ar}	Q_{max}	NUT	C_r	ε	Q (kW)	Q_t (kW)	$\frac{Q}{Q_r}$
VW Gol G4 1.0	7	1505	28,6	2794,4	332054,7	0,022	0,485	0,021	7,1	21,6	0,33
Fiat Tempra 2.0	8	1856	31,6	3325,1	379491,1	0,041	0,408	0,039	15,0	38,3	0,39
Opala Comodoro 2.5	6	840	25,4	1592,5	284618,4	0,016	0,851	0,015	4,4	39,9	0,11
Hyundai Tucson 2.0	8	1752	31,6	3158,1	379491,1	0,022	0,429	0,022	8,2	42,2	0,19
Mercedes-Benz Sprinter 2.5	7	1624	28,6	3012,5	332054,7	0,047	0,450	0,045	14,9	117,6	0,13
Ford F-250 2.8	7	1820	28,6	3063,8	332054,7	0,057	0,442	0,054	17,9	128,6	0,14

Tabela 15 - Parâmetros calculados para a superfície CF 8.0-3/8T

	h_{ar}	167,14	Re_{ar}	3456	Re_{ag}	6969	h_{ag}	39,11	C_{ag}	188,43	
8.0-3/8T	Total tubos	Nº Aletas	U	C_{ar}	Q_{max}	NUT	C_r	ε	Q (kW)	Q_t (kW)	$\frac{Q}{Q_r}$
VW Gol G4 1.0	18	3510	42,1	2794,4	118711,9	0,707	0,067	0,498	59,1	21,6	2,74
Fiat Tempra 2.0	20	4200	45,4	3325,1	131902,1	1,299	0,057	0,715	94,3	38,3	2,46
Opala Comodoro 2.5	16	2032	38,5	1592,5	105521,7	0,527	0,118	0,399	42,1	39,9	1,06
Hyundai Tucson 2.0	20	3960	45,4	3158,1	131902,1	0,699	0,060	0,495	65,3	42,2	1,55
Mercedes-Benz Sprinter 2.5	18	3780	42,1	3012,5	118711,9	1,525	0,063	0,768	91,2	117,6	0,78
Ford F-250 2.8	16	3760	38,5	3063,8	105521,7	1,690	0,062	0,801	84,5	128,6	0,66

Tabela 16 - Parâmetros calculados para a superfície 7.75-5/8T

	h_{ar}	148,44	Re_{ar}	3971	Re_{ag}	12136	h_{ag}	35,00	C_{ag}	571,47	
7.75-5/8T	Total tubos	Nº Aletas	U	C_{ar}	Q_{max}	NUT	C_r	ε	Q (kW)	Q_t (kW)	$\frac{Q}{Q_r}$
VW Gol G4 1.0	9	1755	13,6	2794,4	180013,8	0,071	0,205	0,068	12,2	21,6	0,57
Fiat Tempra 2.0	10	2100	15,0	3325,1	200015,3	0,133	0,172	0,123	24,5	38,3	0,64
Opala Comodoro 2.5	7	889	10,8	1592,5	140010,7	0,046	0,359	0,044	6,2	39,9	0,16
Hyundai Tucson 2.0	10	1980	15,0	3158,1	200015,3	0,072	0,181	0,068	13,7	42,2	0,32
Mercedes-Benz Sprinter 2.5	9	1890	13,6	3012,5	180013,8	0,154	0,190	0,140	25,1	117,6	0,21
Ford F-250 2.8	8	1880	12,2	3063,8	160012,3	0,167	0,187	0,151	24,1	128,6	0,19

10. DESEMPENHO DE TROCADORES

Os trocadores de calor estudados foram modelados conforme as premissas de projeto de um radiador, obtendo sua respectiva capacidade de retirar calor de sistema, garantindo uma eficiente temperatura de operação do fluido arrefecedor.

Obtida essa capacidade de arrefecimento do trocador de calor, ela deve então ser comparada à demanda real de calor do veículo, a serem obtidas na eq.5 (ciclo Otto) e eq.6 (ciclo Diesel), avaliando aplicabilidade dos respectivos trocadores aos respectivos veículos, dados os parâmetros de projeto.

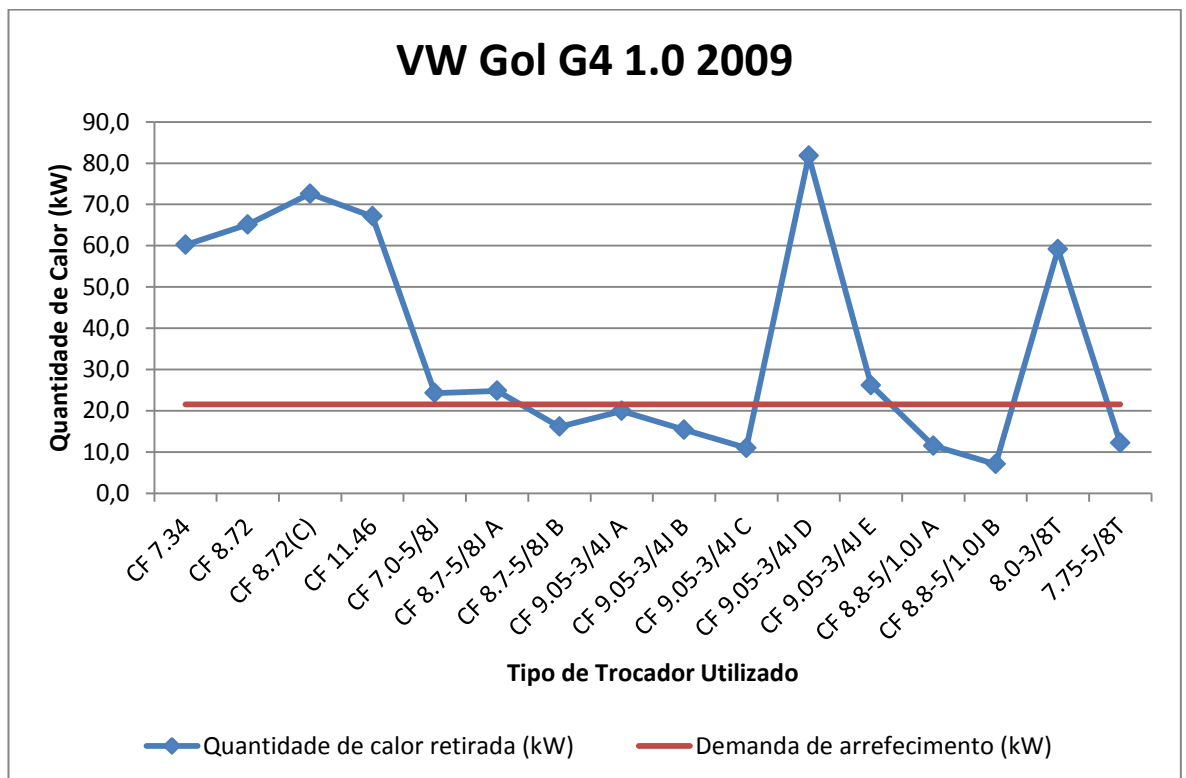


Figura 28 - Aplicabilidade dos trocadores ao Volkswagen Gol G4 1.0

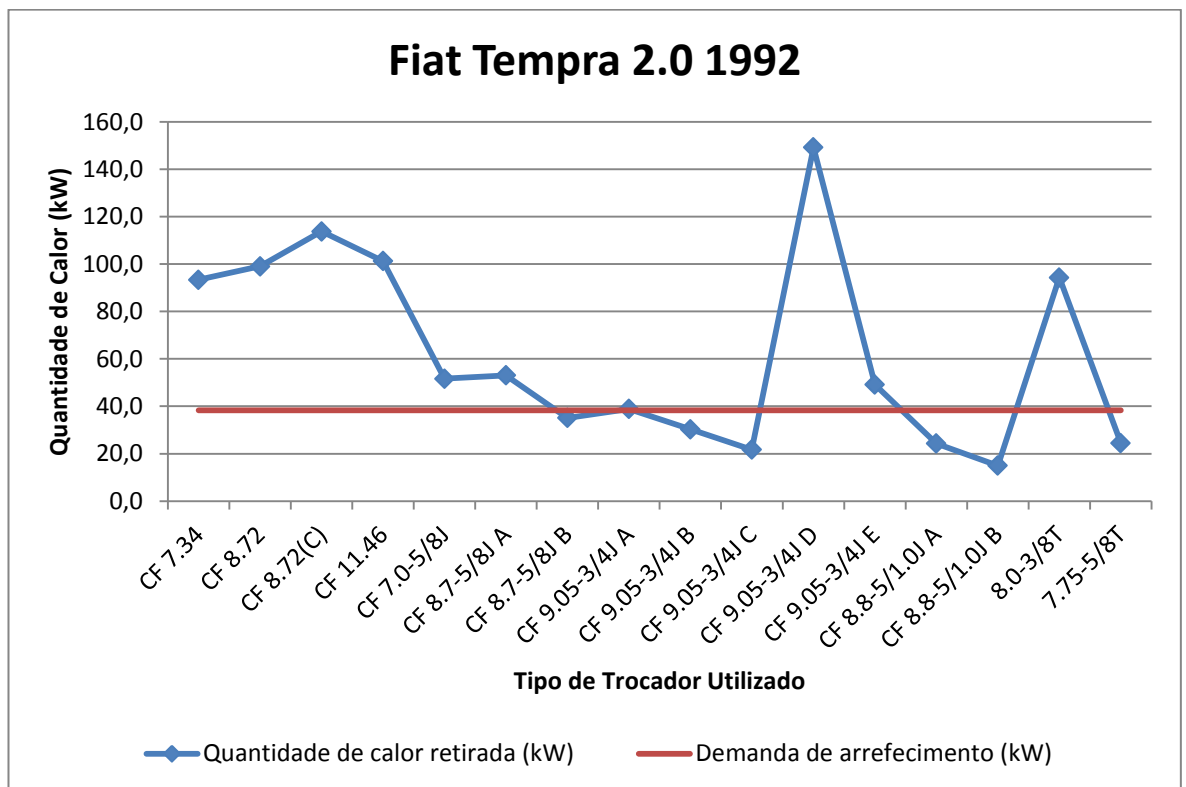


Figura 29 - Aplicabilidade dos trocadores ao Fiat Tempra 2.0

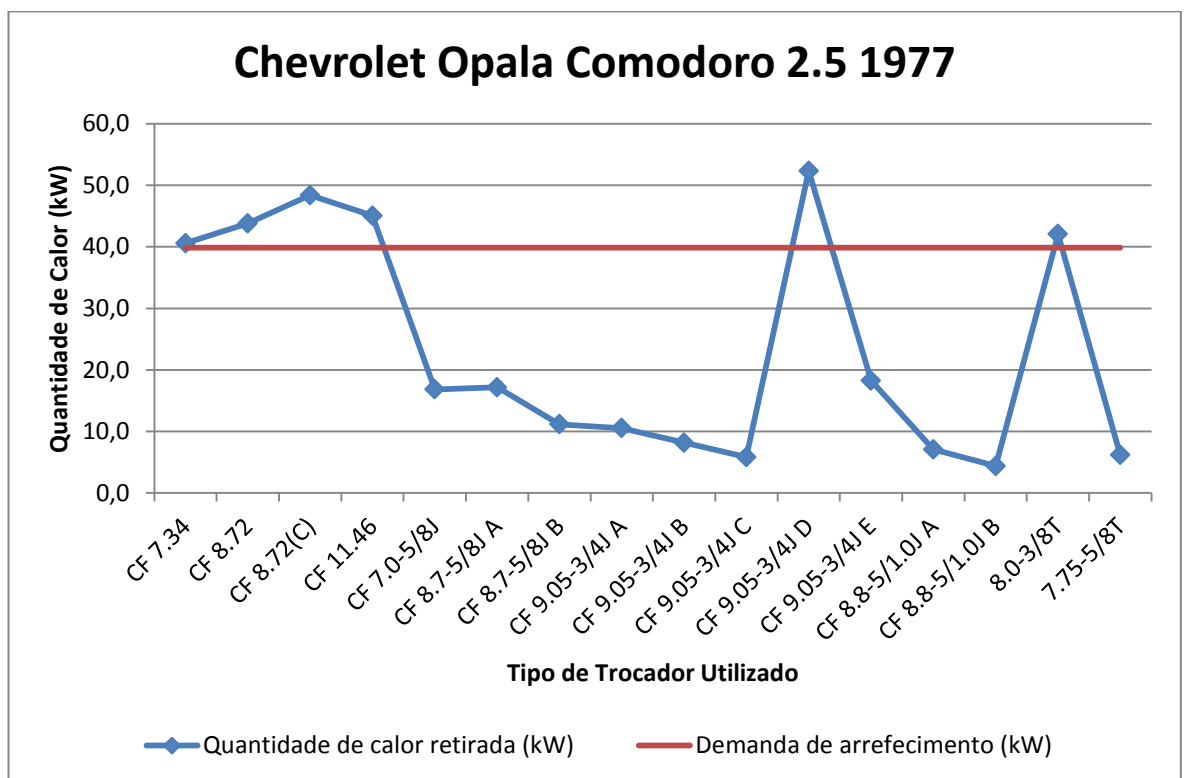


Figura 30 - Aplicabilidade dos trocadores ao Chevrolet Opala Comodoro 2.5

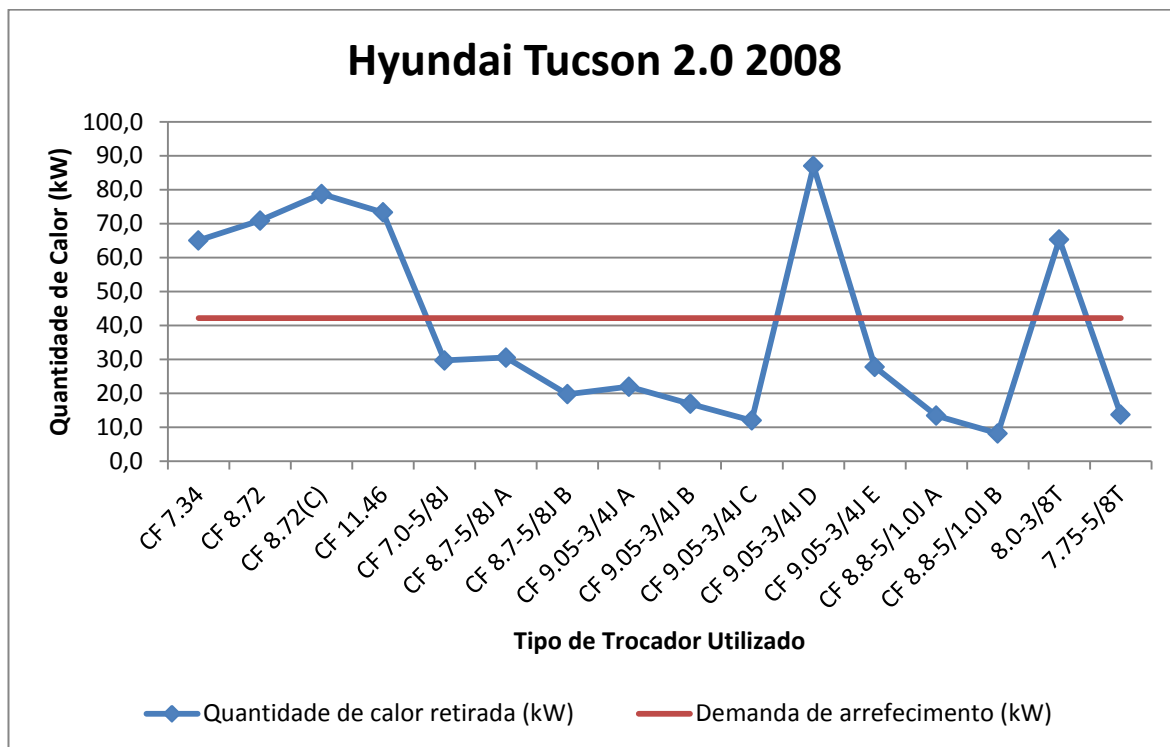


Figura 31 - Aplicabilidade dos trocadores ao Hyundai Tucson 2.0

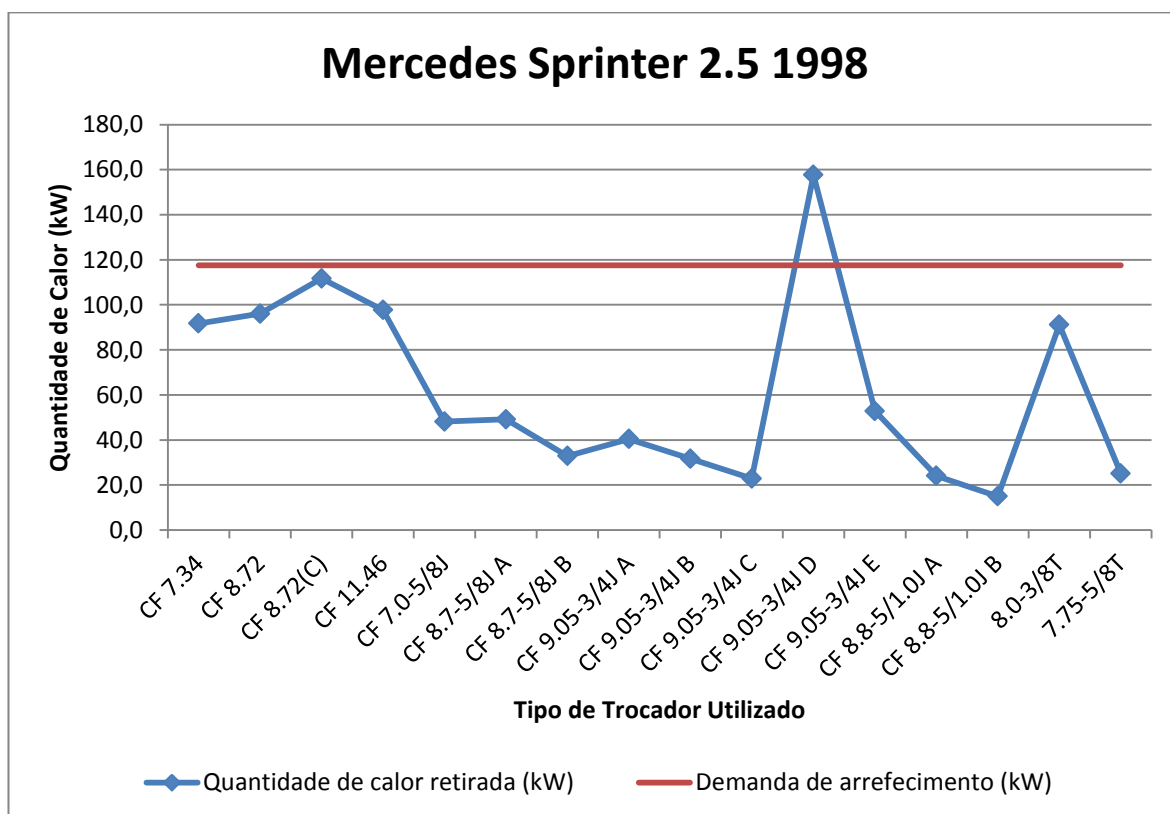


Figura 32 - Aplicabilidade dos trocadores ao Mercedes-Benz Sprinter 2.5

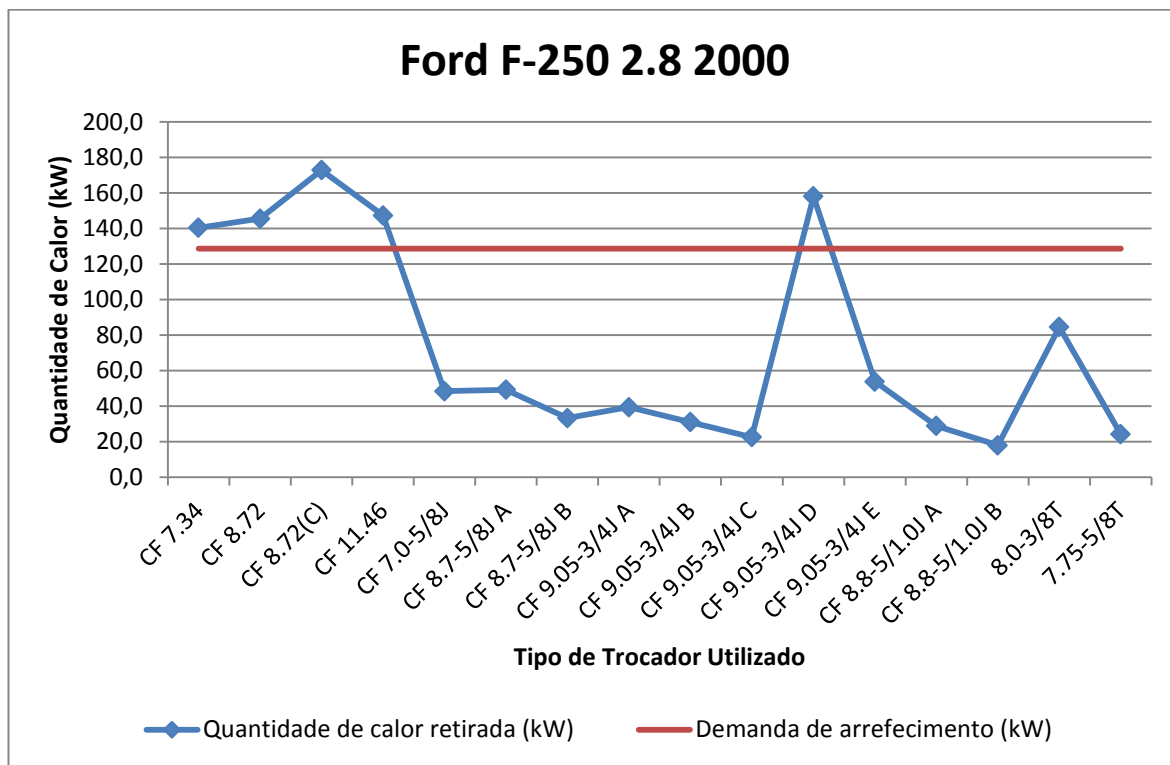


Figura 33 - Aplicabilidade dos trocadores ao Ford F-250 2.8

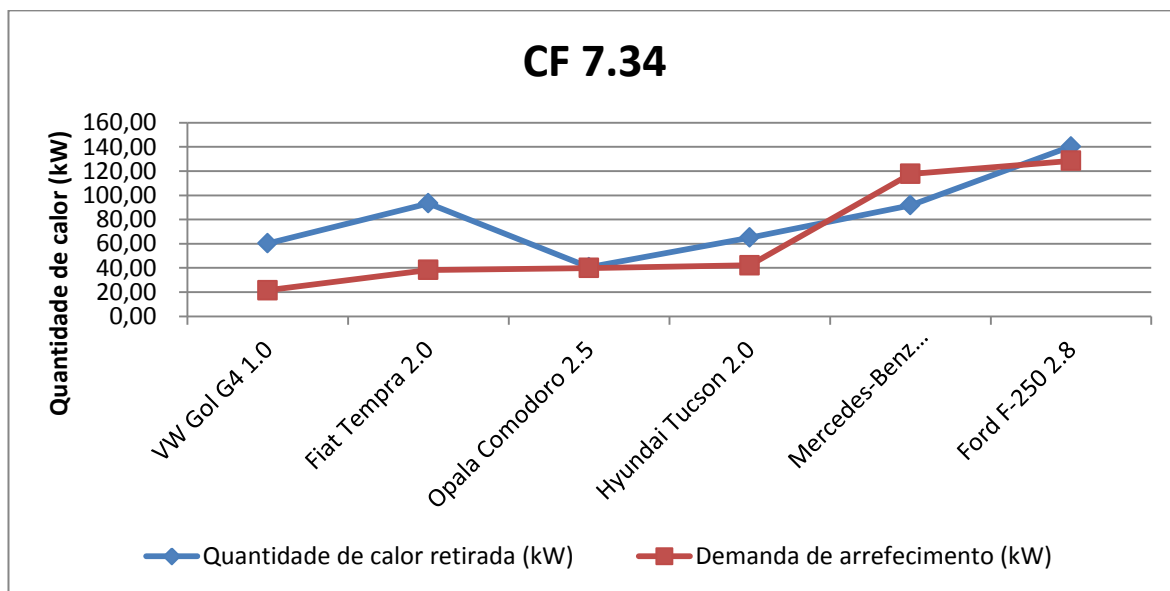


Figura 34 - Desempenho do trocador CF 7.34

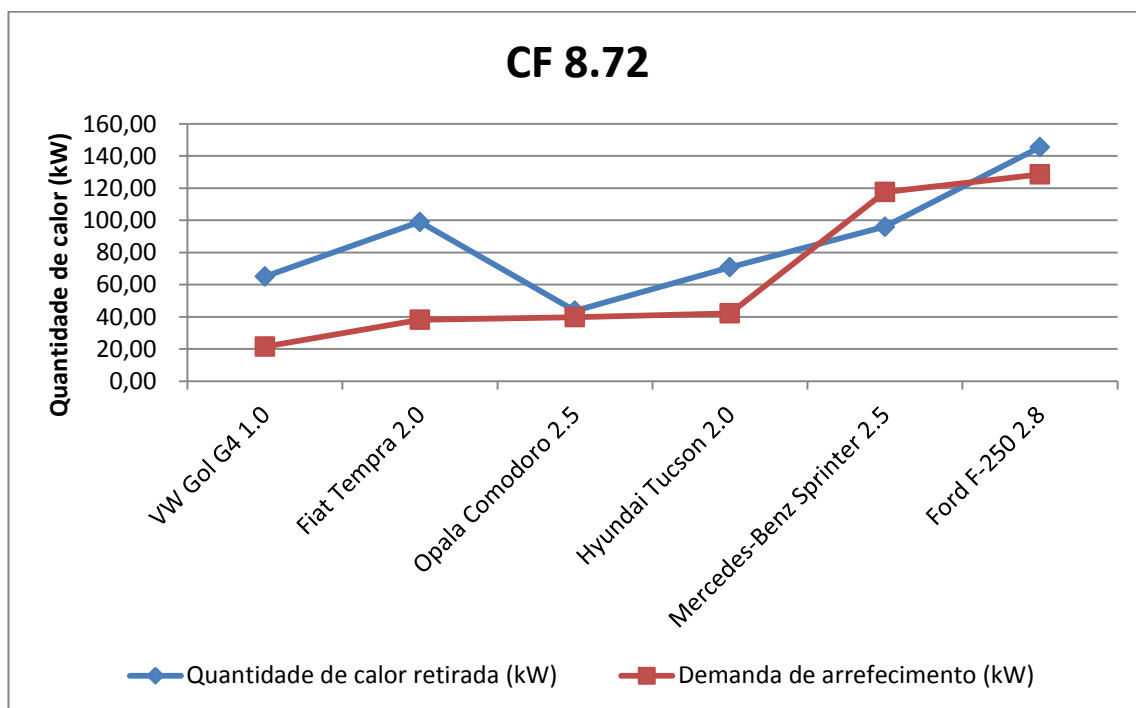


Figura 35 - Desempenho do trocador CF 8.72

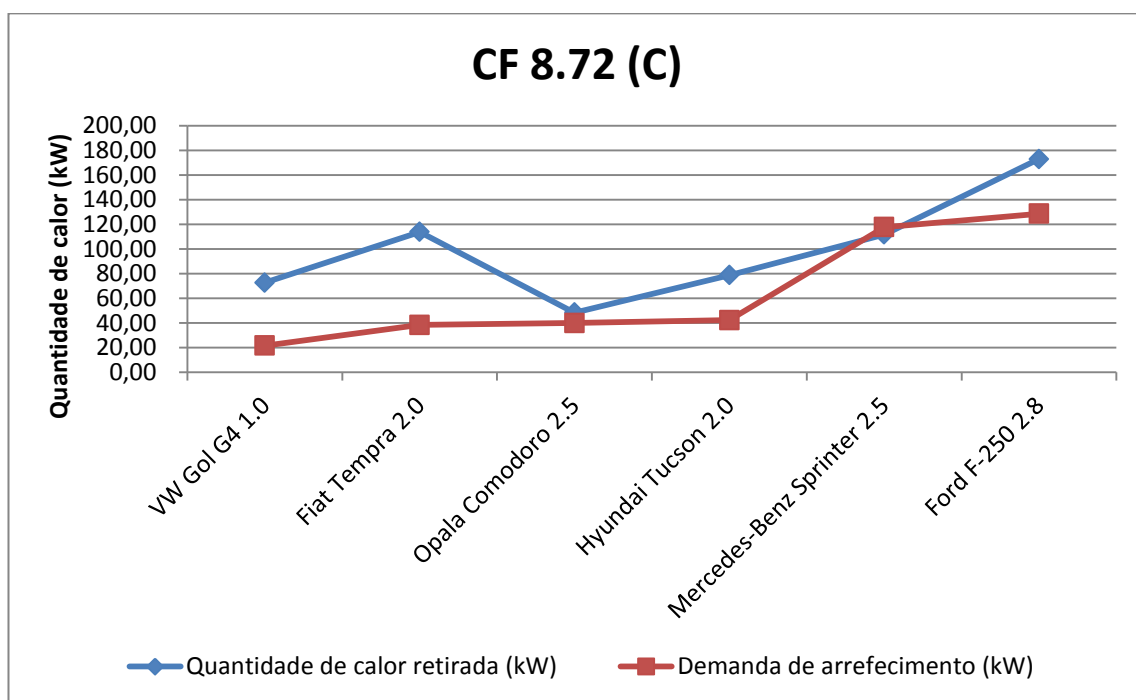


Figura 36 - Desempenho do trocador CF 8.72 (C)

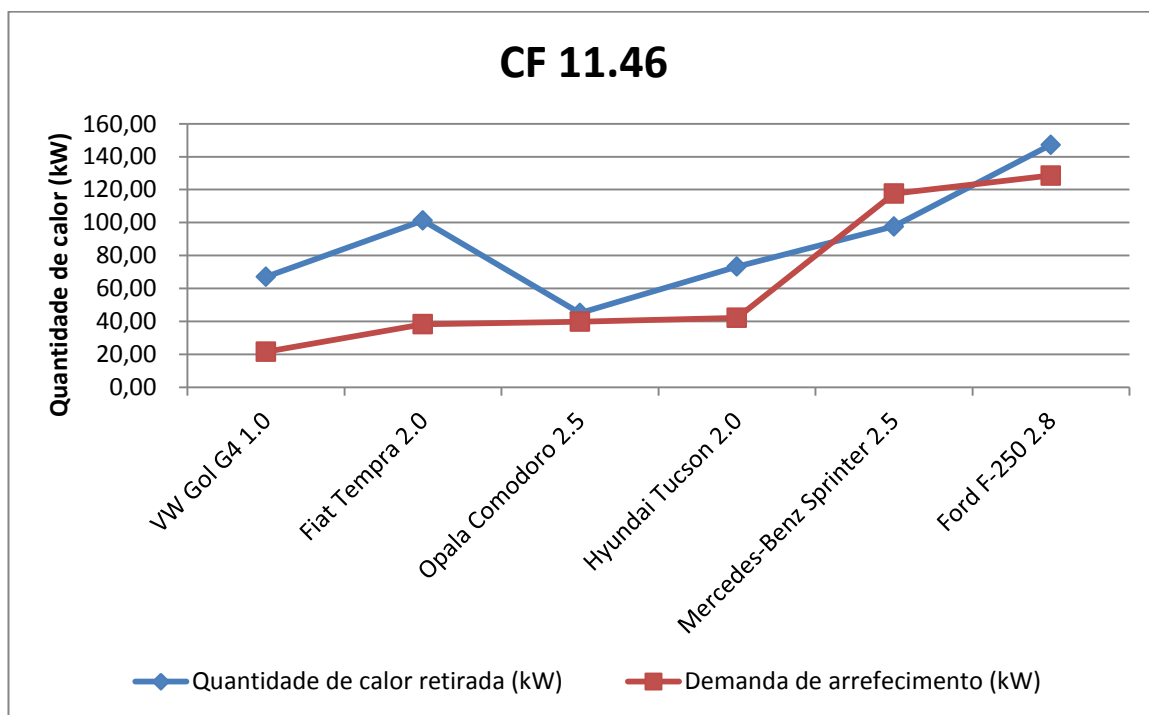


Figura 37 - Desempenho do trocador CF 11.46

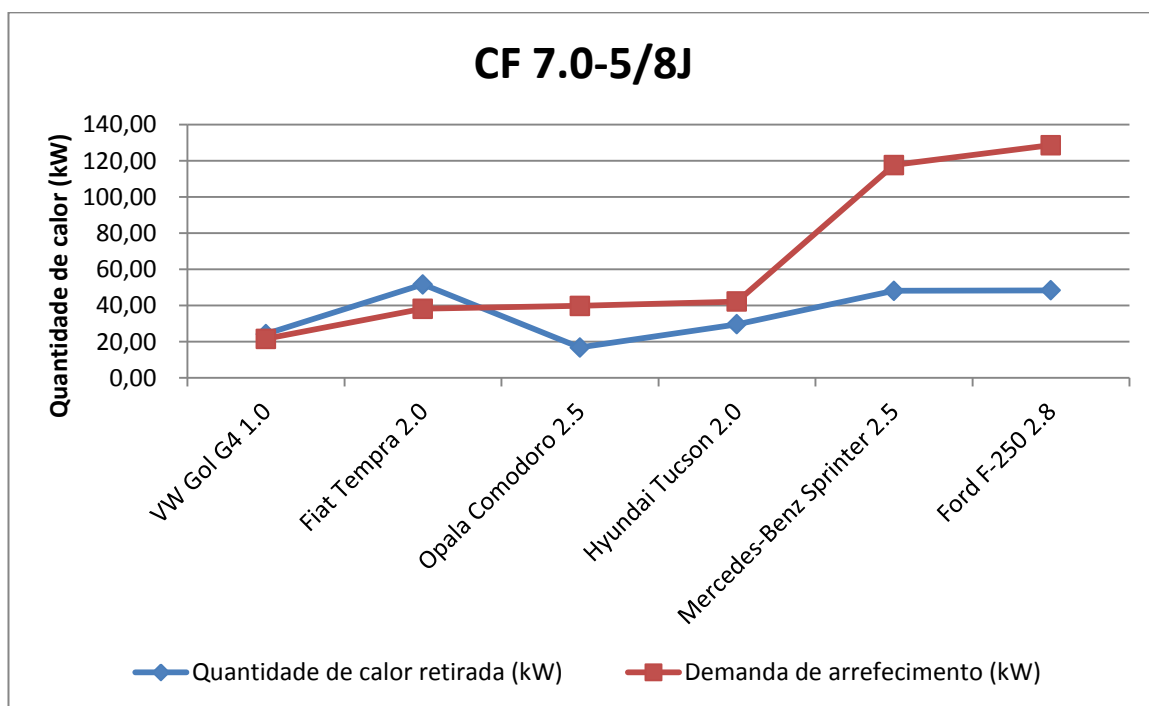


Figura 38 - Desempenho do trocador CF 7.05/8J

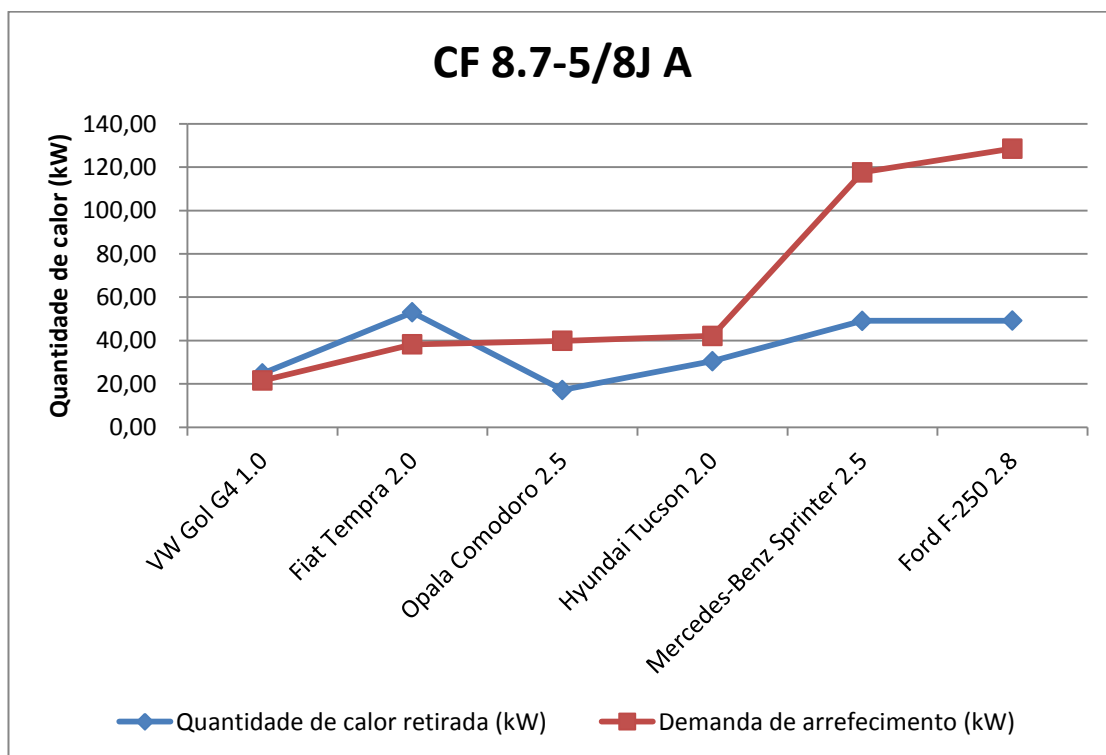


Figura 39 - Desempenho do trocador CF 8.7-5/8J A

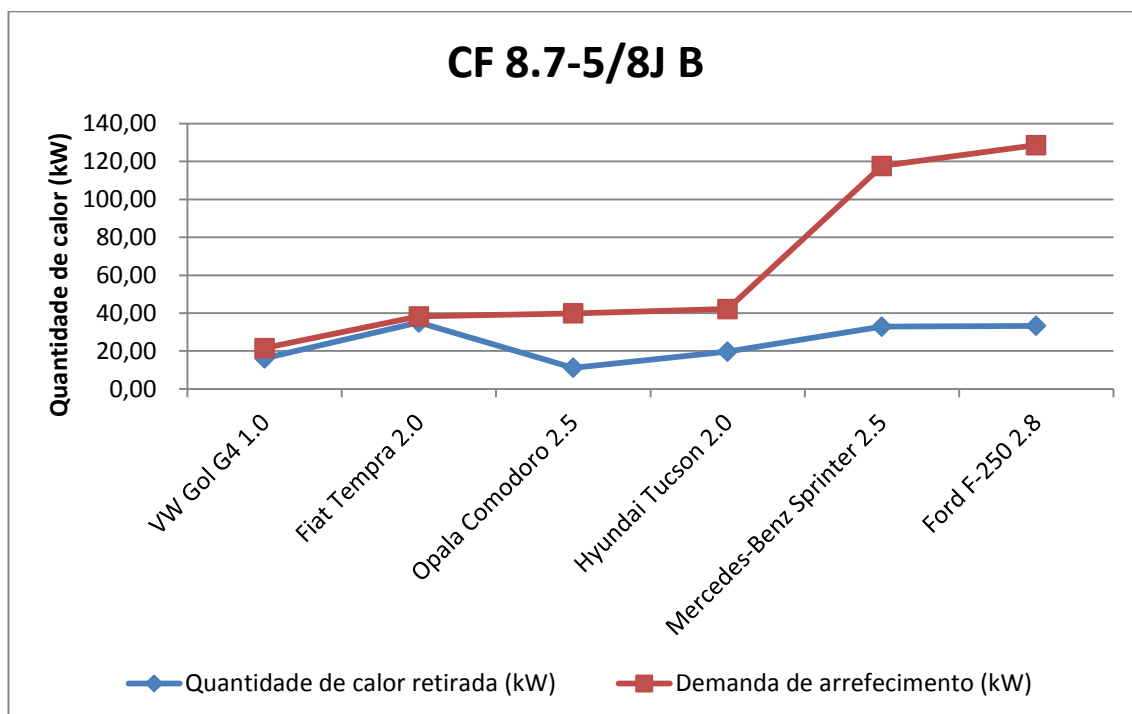


Figura 40 - Desempenho do trocador 8.7-5/8J B

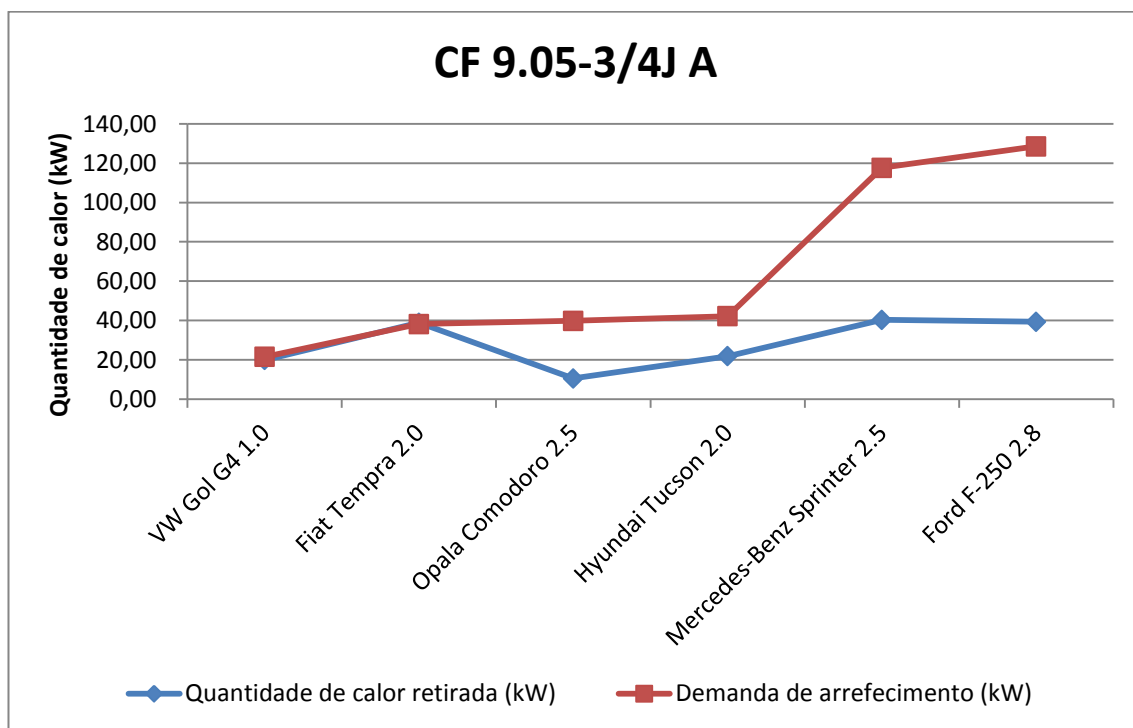


Figura 41 - Desempenho do trocador CF 9.05-3/4J A

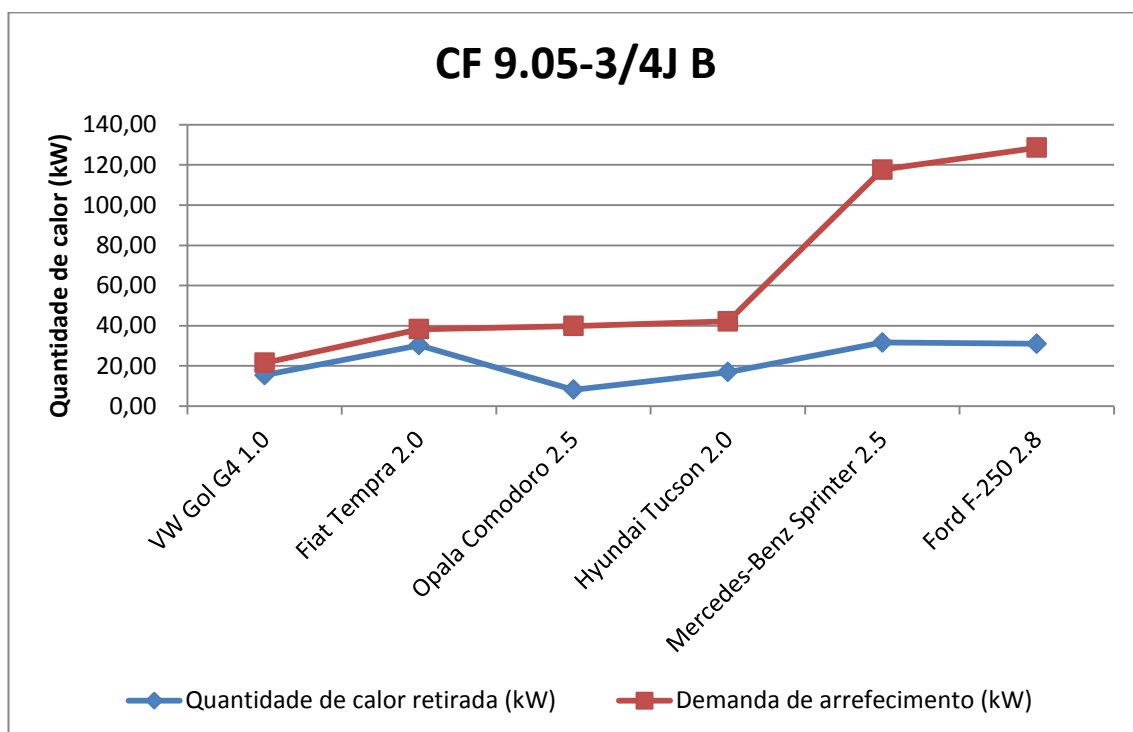


Figura 42 - Desempenho do trocador CF 9.05-3/4J B

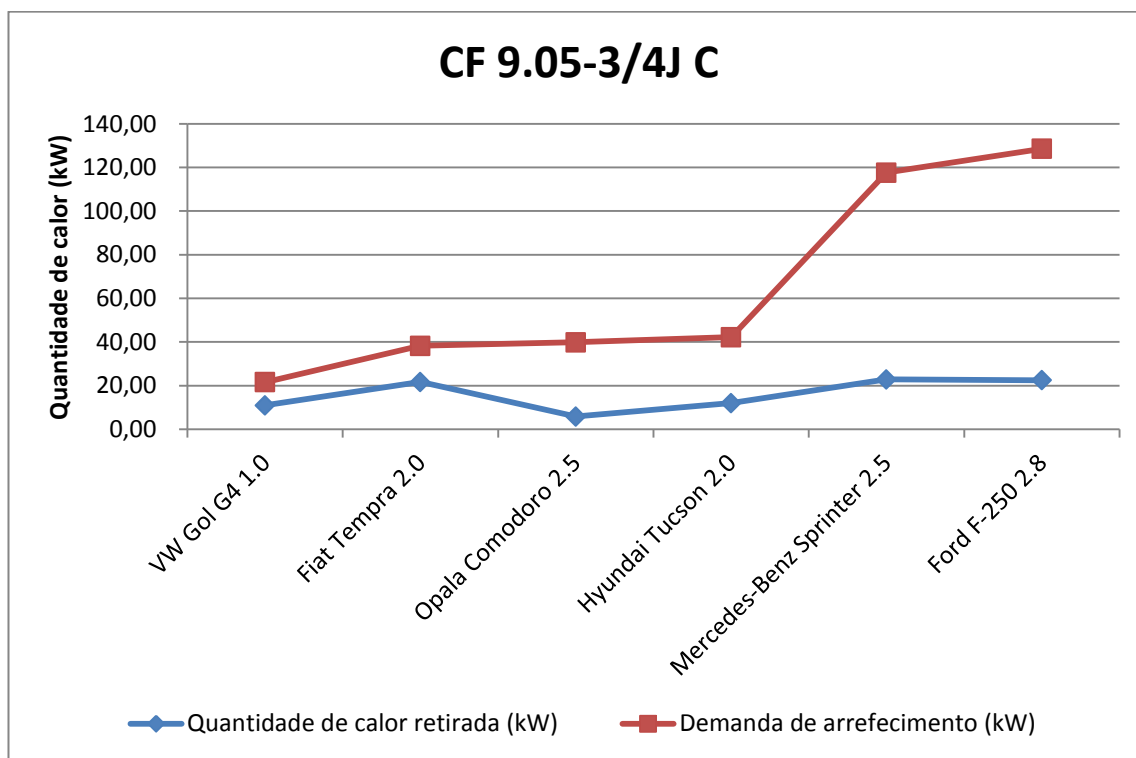


Figura 43 - Desempenho do trocador CF 9.05/4J C

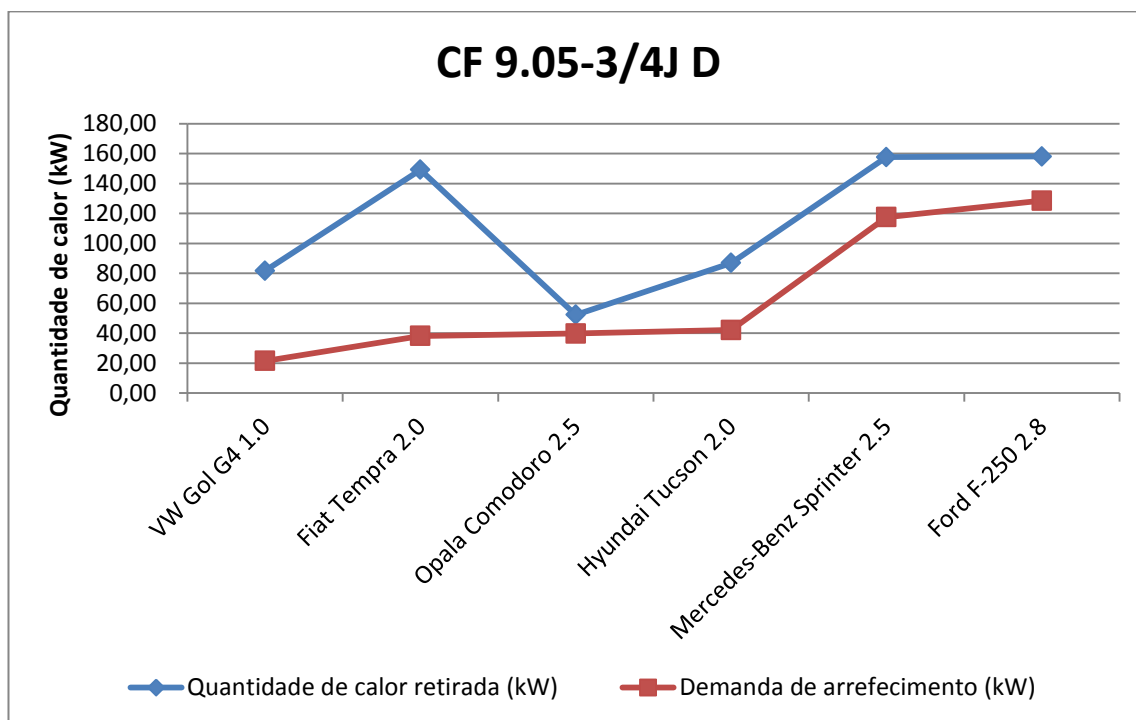


Figura 44 - Desempenho do trocador CF 9.05-3/4J D

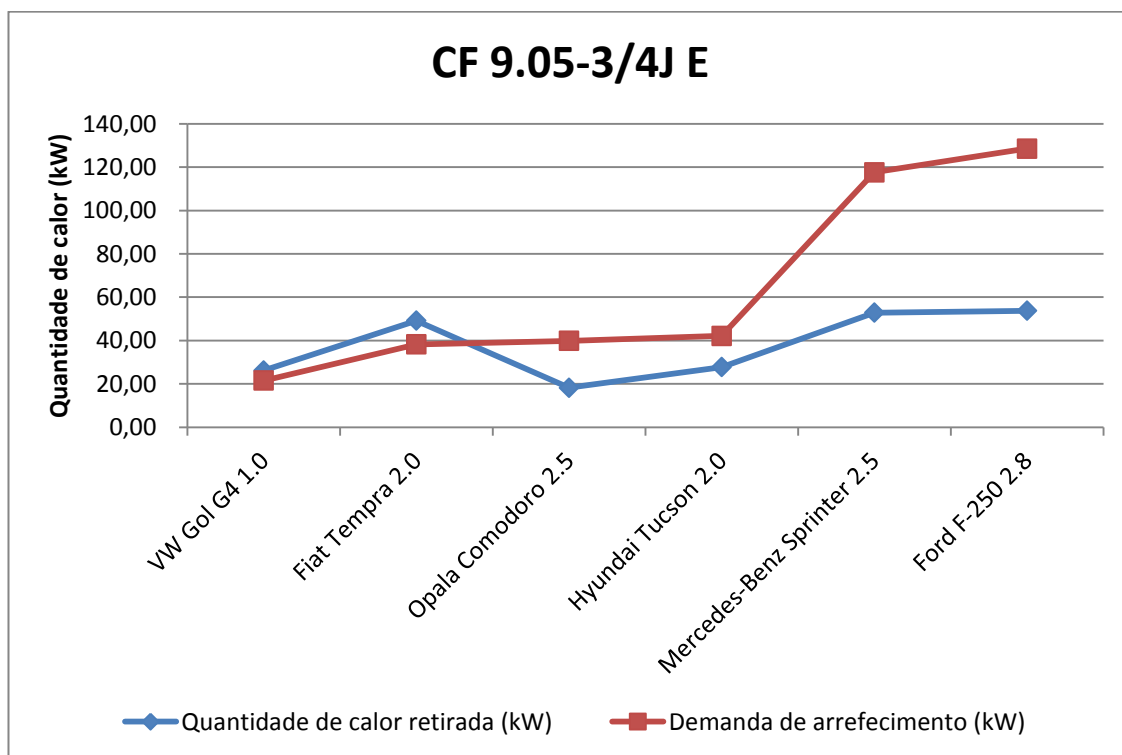


Figura 45 - Desempenho do trocador CF 9.05-3/4J E

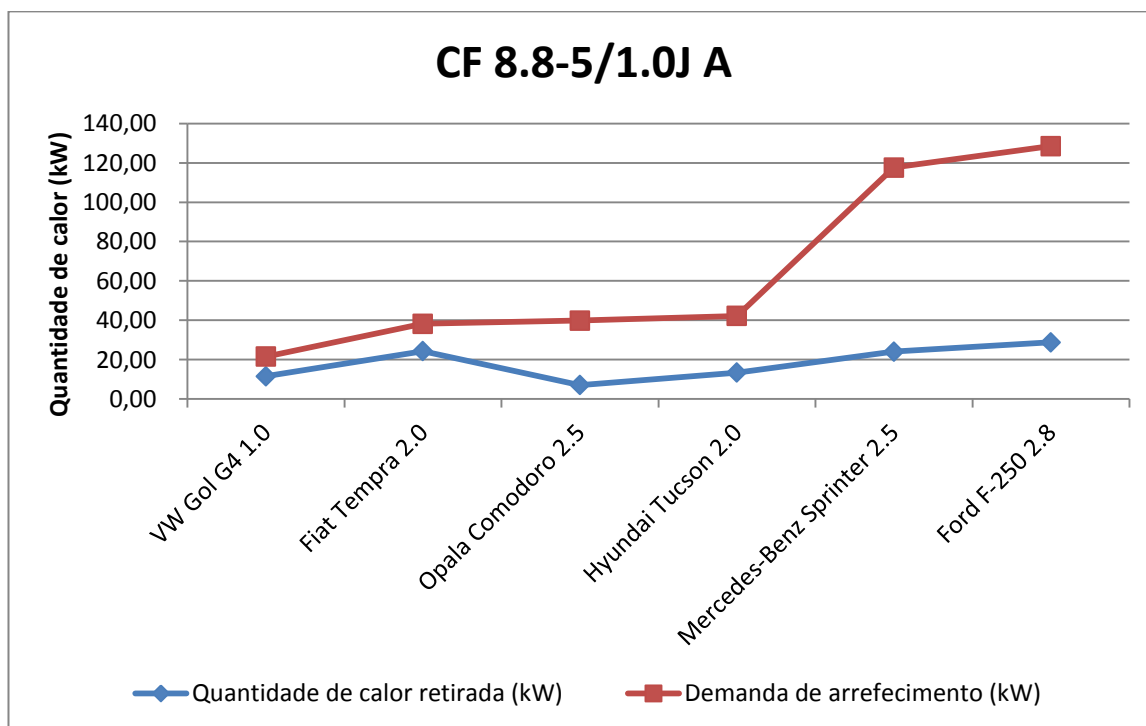


Figura 46 - Desempenho do trocador CF 8.8-5/1.0J A

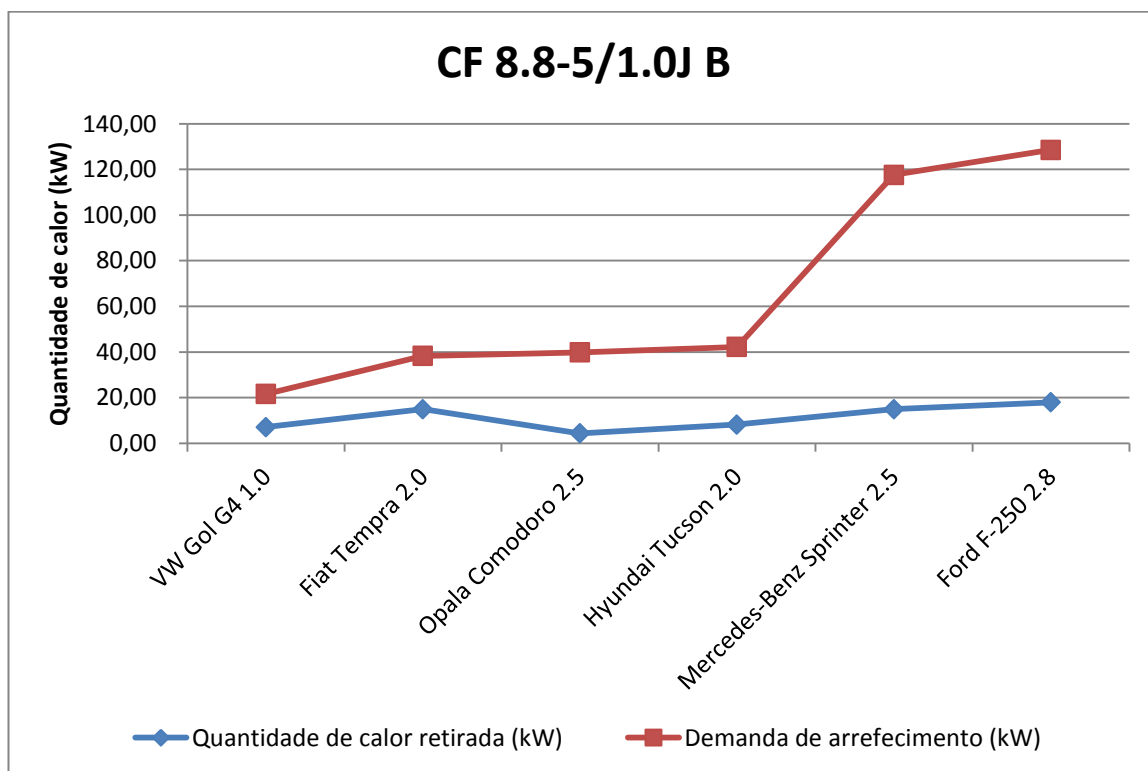


Figura 47 - Desempenho do trocador CF 8.8-5/1.0 B

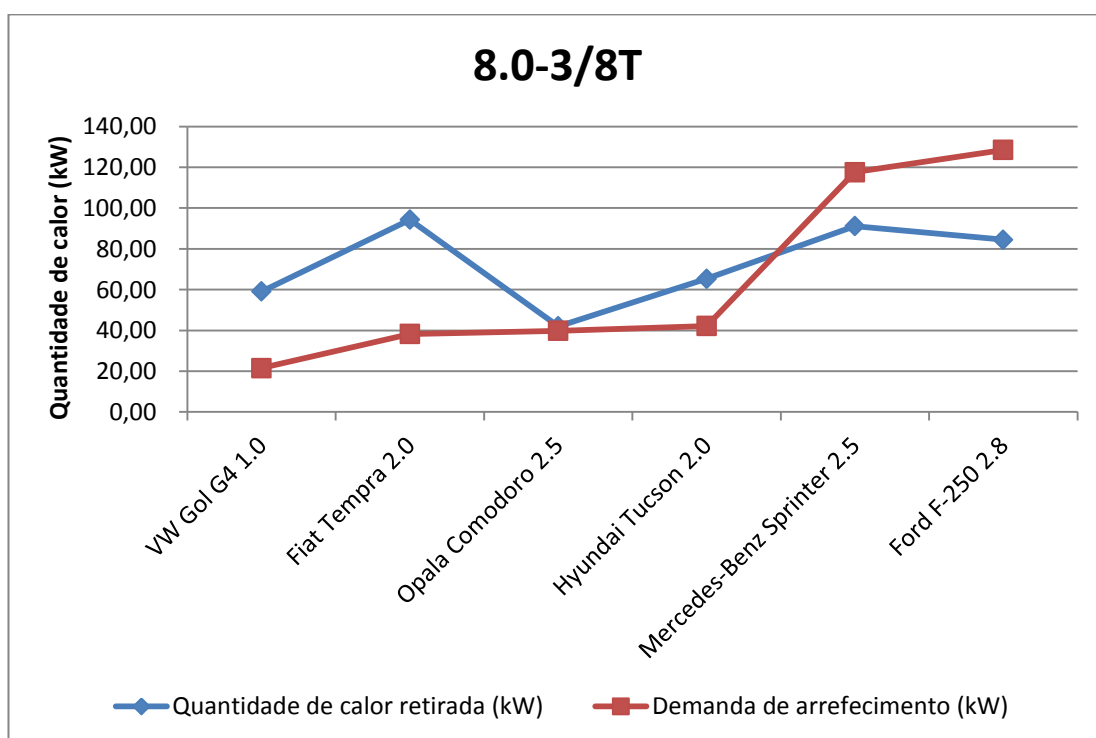


Figura 48 - Desempenho do trocador 8.0-3/8T

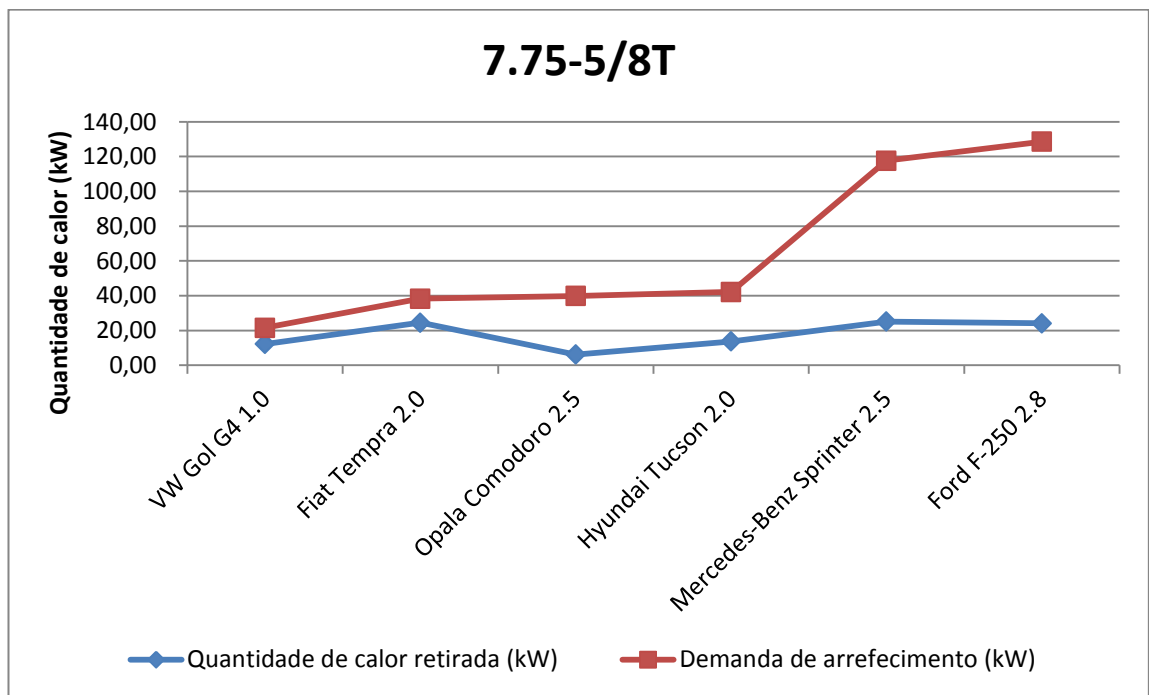


Figura 49 - Desempenho do trocador 7.75-5/8T

11. SELEÇÃO DE TROCADOR

À medida que foram definidos os radiadores aplicáveis às situações propostas, deve-se agora estabelecer os critérios de seleção, de forma a se efetivar a definição do modelo a ser desenvolvido, constituindo uma fase de consolidação do modelo a ser desenvolvido.

11.1. Critérios de seleção adotados

Primeiramente, foram utilizados dois indicadores de seleção, o critério de fabricação, o qual leva em conta aspectos de complexidade de fabricação e montagem do arranjo físico do trocador, os quais podem ser associados a um maior ou menor custo de fabricação e o critério de desempenho, que leva em conta a relação entre quantidade de calor que o trocador está apto a remover do sistema, sobre a demanda real de arrefecimento dos veículos. A associação desses dois indicadores, permite a obtenção de um terceiro indicador de maior benefício, ou seja, da relação desempenho e complexidade de fabricação.

11.1.1. Critério de fabricação

Para concepção do critério de fabricação para seleção de trocadores de calor, foram utilizadas três variáveis, massa do trocador, número de tubos e número de aletas, os quais possuem pesos iguais na concepção do critério.

Em cada uma das aplicações, foram feitas análises relativas dessas três variáveis, as quais geraram valores relativos normalizados, seguindo o seguinte critério:

Tabela 17 - Tabela de normalização

Trocador de Calor	Variável	Valor relativo
TC ₁	Y ₁	VRel ₁
TC ₂	Y ₂	VRel ₂
[...]	[...]	[...]
TC _n	Y _n	V.Rel. _n

$$VRel_x = \frac{Y_x}{Max[Y_1; Y_n] + Min[Y_1; Y_n]}$$

Sendo $1 \leq x \leq n$

A variável Y pode ser tanto a massa do trocador, quanto o número de tubos ou o número de aletas.

Dessa forma, há uma normalização das variáveis em valores entre 0 e 1. Importante ressaltar que esses valores são associados a uma aplicação específica, variando em cada modelo estudado.

Obtidas essas 3 variáveis normalizadas entre 0 e 1 para um dado modelo dentre os propostos, a variável final relativa ao critério de fabricação de cada trocador será obtida através da média aritmética entre as três variáveis calculadas previamente (massa, número de aletas e número de tubos) para o mesmo trocador. O trocador aplicável que apresentar o menor valor dentre variáveis obtidas para uma dada aplicação, será o selecionado pelo critério.

Para tomarmos como exemplo, temos o Volkswagen Gol, o qual foi proposto a aplicação de 16 trocadores. A partir das dimensões dos radiadores, que são premissas de projeto conforme já exposto, o arranjo físico do trocador é definido, bem como sua massa, número de aletas e número de tubos. Para esse mesmo modelo de estudo, as variáveis massa, número de aletas e número de tubos serão normalizadas entre 0 e 1, sendo a variável final de cada trocador a média aritmética dessas três variáveis obtidas. O trocador aplicável ($Q > Q_r$) que apresentar o menor valor para a variável obtida pelo critério de fabricação, será o selecionado para o Volkswagen Gol.

11.1.2. Critério de desempenho

De forma análoga à anterior, o critério de desempenho de cada trocador para uma mesma aplicação pode então ser obtido, sendo a única variável utilizada a relação entre a quantidade de calor que o sistema de arrefecimento retira sobre a demanda de arrefecimento do sistema, conforme visto anteriormente. Portanto, pela

lógica exposta na Tabela 1, a variável Y nesse critério será a relação $\frac{Q}{Q_r}$ nos vários casos.

11.1.3. Critério de maior benefício

Definidos e obtidos os valores normalizados dos critérios de fabricação e de desempenho, o critério de maior benefício pode então ser obtido pela relação variável normalizada de desempenho sobre variável normalizada de fabricação, ou seja, quanto maior essa relação, maior o benefício do trocador para o modelo estudado.

11.2. Seleção de trocador em função dos critérios

Realizando os procedimentos de normalização citados anteriormente, foram obtidos os seguintes valores relativos para os casos de estudo:

Tabela 18 - Variáveis obtidas para o VW GOL G4 1.0

VW GOL G4 1.0				
Trocador	$\frac{Q}{Q_r}$ rel	F.rel.	Aplic.	M.B.
CF 7.34	0,678	0,567	OK	1,196
CF 8.72	0,733	0,313	OK	2,339
CF 8.72(C)	0,817	0,604	OK	1,352
CF 11.46	0,755	0,717	OK	1,053
CF 7.0-5/8J	0,273	0,295	OK	0,926
CF 8.7-5/8J A	0,279	0,329	OK	0,849
CF 8.7-5/8J B	0,182	0,329	NÃO	0,552
CF 9.05-3/4J A	0,224	0,359	NÃO	0,625
CF 9.05-3/4J B	0,173	0,359	NÃO	0,484
CF 9.05-3/4J C	0,123	0,359	NÃO	0,344
CF 9.05-3/4J D	0,920	0,797	OK	1,155
CF 9.05-3/4J E	0,295	0,438	OK	0,673

CF 8.8-5/1.0J A	0,130	0,262	NÃO	0,495
CF 8.8-5/1.0J B	0,080	0,262	NÃO	0,304
8.0-3/8T	0,666	0,276	OK	2,415
7.75-5/8T	0,138	0,165	NÃO	0,835

Sendo:

$\frac{Q}{Q_{rl}}$ rel – variável normalizada obtida no critério de desempenho

F.rel – variável normalizada obtida no critério de fabricação

Aplic. – avalia se o trocador é aplicável ou não (capacidade de arrefecimento superior à demanda)

M.B. – variável obtida no critério de maior benefício

Tabela 19 - Variáveis obtidas para Fiat Tempra 2.0

Fiat Tempra 2.0				
Trocador	$\frac{Q}{Q_{rl}}$ rel	F.rel.	Aplic.	M.B.
CF 7.34	0,569	0,566	OK	1,005
CF 8.72	0,603	0,311	OK	1,941
CF 8.72(C)	0,693	0,603	OK	1,149
CF 11.46	0,617	0,716	OK	0,862
CF 7.0-5/8J	0,315	0,315	OK	0,998
CF 8.7-5/8J A	0,323	0,353	OK	0,917
CF 8.7-5/8J B	0,214	0,353	NÃO	0,606
CF 9.05-3/4J A	0,237	0,361	OK	0,656
CF 9.05-3/4J B	0,185	0,361	NÃO	0,511
CF 9.05-3/4J C	0,132	0,361	NÃO	0,366
CF 9.05-3/4J D	0,909	0,795	OK	1,144
CF 9.05-3/4J E	0,300	0,434	OK	0,691
CF 8.8-5/1.0J A	0,148	0,272	NÃO	0,544
CF 8.8-5/1.0J B	0,091	0,272	NÃO	0,335

8.0-3/8T	0,575	0,284	OK	2,023
7.75-5/8T	0,149	0,175	NÃO	0,855

Tabela 20 - Variáveis obtidas para Opala Comodoro 2.5

Opala Comodoro 2.5				
Trocador	$\frac{Q}{Q_{rl}}$ rel	F.rel.	Aplic.	M.B.
CF 7.34	0,716	0,564	OK	1,268
CF 8.72	0,772	0,311	OK	2,480
CF 8.72(C)	0,853	0,602	OK	1,417
CF 11.46	0,794	0,716	OK	1,110
CF 7.0-5/8J	0,297	0,315	NÃO	0,943
CF 8.7-5/8J A	0,303	0,350	NÃO	0,864
CF 8.7-5/8J B	0,197	0,350	NÃO	0,562
CF 9.05-3/4J A	0,186	0,327	NÃO	0,568
CF 9.05-3/4J B	0,144	0,327	NÃO	0,440
CF 9.05-3/4J C	0,103	0,327	NÃO	0,315
CF 9.05-3/4J D	0,923	0,794	OK	1,162
CF 9.05-3/4J E	0,322	0,467	NÃO	0,689
CF 8.8-5/1.0J A	0,125	0,264	NÃO	0,474
CF 8.8-5/1.0J B	0,077	0,264	NÃO	0,293
8.0-3/8T	0,742	0,298	OK	2,487
7.75-5/8T	0,109	0,167	NÃO	0,655

Tabela 21 - Variáveis obtidas para Hyundai Tucson 2.0

Hyundai Tucson 2.0				
Trocador	$\frac{Q}{Q_{rl}}$ rel	F.rel.	Aplic.	M.B.
CF 7.34	0,684	0,566	OK	1,207
CF 8.72	0,745	0,310	OK	2,401
CF 8.72(C)	0,827	0,603	OK	1,372
CF 11.46	0,770	0,716	OK	1,076
CF 7.0-5/8J	0,312	0,316	NÃO	0,987
CF 8.7-5/8J A	0,320	0,352	NÃO	0,909
CF 8.7-5/8J B	0,207	0,352	NÃO	0,588
CF 9.05-3/4J A	0,230	0,361	NÃO	0,637
CF 9.05-3/4J B	0,177	0,361	NÃO	0,491
CF 9.05-3/4J C	0,126	0,361	NÃO	0,348
CF 9.05-3/4J D	0,914	0,795	OK	1,149
CF 9.05-3/4J E	0,292	0,434	NÃO	0,672
CF 8.8-5/1.0J A	0,141	0,272	NÃO	0,518
CF 8.8-5/1.0J B	0,086	0,272	NÃO	0,316
8.0-3/8T	0,687	0,271	OK	2,534
7.75-5/8T	0,144	0,160	NÃO	0,901

Tabela 22 - Variáveis obtidas para Mercedes-Benz Sprinter 2.5

Mercedes-Benz Sprinter 2.5				
Trocador	$\frac{Q}{Q_{rl}}$ rel	F.rel.	Aplic.	M.B.
CF 7.34	0,531	0,568	NÃO	0,935
CF 8.72	0,557	0,313	NÃO	1,777
CF 8.72(C)	0,647	0,605	NÃO	1,070
CF 11.46	0,566	0,717	NÃO	0,789
CF 7.0-5/8J	0,279	0,295	NÃO	0,946
CF 8.7-5/8J A	0,285	0,329	NÃO	0,865
CF 8.7-5/8J B	0,191	0,329	NÃO	0,579
CF 9.05-3/4J A	0,234	0,358	NÃO	0,653
CF 9.05-3/4J B	0,183	0,358	NÃO	0,512
CF 9.05-3/4J C	0,132	0,358	NÃO	0,369
CF 9.05-3/4J D	0,913	0,797	OK	1,147
CF 9.05-3/4J E	0,306	0,438	NÃO	0,699
CF 8.8-5/1.0J A	0,139	0,263	NÃO	0,531
CF 8.8-5/1.0J B	0,087	0,263	NÃO	0,330
8.0-3/8T	0,528	0,297	NÃO	1,780
7.75-5/8T	0,146	0,190	NÃO	0,768

Tabela 23 - Variáveis obtidas para Ford F-250

Ford F-250				
Trocador	$\frac{Q}{Q_{rl}}$ rel	F.rel.	Aplic.	M.B.
CF 7.34	0,736	0,681	OK	1,081
CF 8.72	0,762	0,362	OK	2,107
CF 8.72(C)	0,906	0,720	OK	1,258
CF 11.46	0,772	0,860	OK	0,898
CF 7.0-5/8J	0,253	0,235	NÃO	1,080
CF 8.7-5/8J A	0,258	0,262	NÃO	0,983
CF 8.7-5/8J B	0,174	0,262	NÃO	0,665
CF 9.05-3/4J A	0,206	0,315	NÃO	0,655
CF 9.05-3/4J B	0,163	0,315	NÃO	0,516
CF 9.05-3/4J C	0,118	0,315	NÃO	0,374
CF 9.05-3/4J D	0,828	0,410	OK	2,022
CF 9.05-3/4J E	0,282	0,394	NÃO	0,716
CF 8.8-5/1.0J A	0,151	0,256	NÃO	0,591
CF 8.8-5/1.0J B	0,094	0,256	NÃO	0,368
8.0-3/8T	0,443	0,252	NÃO	1,755
7.75-5/8T	0,126	0,181	NÃO	0,699

11.2.1. Seleção pelo critério de desempenho

Considerando somente os trocadores aplicáveis, a seguinte seleção é feita pelo critério de desempenho:

Tabela 24 - Seleção do trocador em função do critério de desempenho

Desempenho	Gol	Tempra	Opala	Tucson	Sprinter	F-250
T.C.	CF 9.05-3/4J D	CF 9.05-3/4J D	CF 9.05-3/4J D	CF 9.05-3/4J D	CF 9.05-3/4J D	CF 8.72(C)

11.2.2. Seleção pelo critério de fabricação

Avaliando as variáveis obtidas, temos a seguinte seleção final:

Tabela 25 - Seleção do trocador em função do critério de fabricação

Fabricação Rel.	Gol	Tempra	Opala	Tucson	Sprinter	F-250
T.C.	8.0-3/8T	8.0-3/8T	8.0-3/8T	8.0-3/8T	CF 9.05-3/4J D	CF 8.72

11.2.3. Seleção pelo critério de maior benefício

Avaliando o critério de maior benefício, temos:

Tabela 26 - Seleção do trocador em função do critério de maior benefício

Maior Ben.	Gol	Tempra	Opala	Tucson	Sprinter	F-250
T.C.	8.0-3/8T	8.0-3/8T	8.0-3/8T	8.0-3/8T	CF 9.05-3/4J D	CF 8.72

11.3. Interpretação dos resultados

Primeiramente deve-se considerar que o radiador é desenvolvido para atender especificações e demandas energéticas de cada modelo de veículo ou conjunto de modelos de veículos.

Nota-se que alguns trocadores de calor são inadequados para esse tipo de aplicação, no entanto há casos em que trocadores são aplicáveis a somente alguns exemplos, os quais apresentam um maior equilíbrio entre o dimensionamento físico do trocador e a demanda arrefecimento do motor.

Considerando o modelo de estudo, à medida que os trocadores de calor são classificados com aplicáveis e não aplicáveis, critérios de seleção podem ser estabelecidos, visando sobretudo um desempenho otimizado, fabricação simplificada ou relação de maior benefício (relação desempenho-fabricação), dependendo da respectiva aplicação e demanda.

A partir dos critérios estabelecidos, foi possível uma ordenação dos trocadores que apresentam melhor aplicação em função dos critérios. É importante ressaltar que apesar da seleção final obtida pelo critério de fabricação e pelo critério

de maior benefício ser coincidente, esses critérios, apesar de relacionados, não são absolutamente coincidentes, pois sua avaliação depende também dos valores obtidos pelo critério de desempenho, de forma que a ordenação de valores para os dois critérios não é absolutamente coincidente.

Tal coincidência de resultados se justifica por um bom equilíbrio na relação desempenho e fabricação que os trocadores 8.0-3/T (aleta de superfície) e CF 8.72 (aleta anelar) apresentam de forma geral. Já no caso da Mercedes-Benz Sprinter 2.5, o fato de somente um dos trocadores estudados ser aplicável, fez com que esse mesmo trocador apresentasse as melhores relações em todos critérios abordados.

Há de se ressaltar que processos de circulação tanto de ar quanto de fluido arrefecedor foram considerados ideais, de forma que problemas nesses fluxos podem ocasionar perdas na eficiência do radiador, diminuindo sua capacidade de arrefecimento.

Os dados reais relativos à operação de um radiador desenvolvido e de aplicação específica, como efetividade e capacidade de arrefecimento, acabam por ser precisamente obtidos quando ensaiados experimentalmente.

12. CONCLUSÃO

A partir das premissas adotadas, as quais são valores recomendados e típicos no funcionamento de sistemas de arrefecimento, foram estimados os parâmetros de funcionamento desse sistema, bem como os dados de troca de calor do fluido arrefecedor com o ar.

Fixados os parâmetros físicos do fluido arrefecedor e do ar, bem como os parâmetros construtivos dos respectivos trocadores de calor a serem estudados, toda formulação matemática foi realizada, possibilitando o estudo do modelo definido.

A partir da consolidação do modelo matemático, houve a simulação de diversos modelos específicos de arrefecimento bem como a respectiva aplicação de cada trocador, sendo possível definir aqueles que tem seu emprego possível, cuja capacidade de retirar calor do sistema é superior à demanda do mesmo.

A partir desse mapeamento, é possível a definição de critérios para o trocador que melhor se aplicada a uma dada aplicação e modelo, obtendo um resultado de seleção final.

A utilização de dados reais de aplicação torna possível a avaliação da aplicação dos trocadores em função de suas demandas reais de arrefecimento, consistindo um fator de seleção, bem como adoção de modelo inicial para o desenvolvimento de radiador para uma aplicação específica.

13. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] – BRUNETTI, F., Motores de Combustão Interna, Segunda Edição, 486p., São Paulo, Blucher, 2012
- [2] – BRUNETTI, F.; GARCIA, O.; Apostila Motores de Combustão Interna, Segunda Edição, 367p., 1992
- [3] – Tabela de Propriedades do Fluido Arrefecedor em “Detector Cooling Web”; Disponível em <<http://detector-cooling.web.cern.ch>> ; Acessado em 01 de Abril de 2014
- [4] – Especificações de Radiadores obtidas em “Catálogo Expresso Visconde”; Disponível em <<http://www.baixecatalogo.com.br>> ; Acessado em 01 de Abril de 2014
- [5] – PENIDO, P., Motores a Combustão Interna, Primeira Edição, 695p., Belo Horizonte, LEMI, 1991
- [6] – INCROPERA, F. P.; DEWITT D. P., Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa, Sexta Edição, 643p., Rio de Janeiro, LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora, 2008
- [7] – KAYS, W. M.; LONDON, A. L., Compact Heat Exchangers, Segunda Edição, 272p., New York, McGraw-Hill, 1964
- [8] – Especificações sobre motores em “Portal Carros na Web”; Disponível em <<http://www.carrosnaweb.com.br>>; Acessado em 01 de Abril de 2014
- [9] – Particularidades sobre automóveis em “Portal Quatro Rodas”; Disponível em <<http://www.quatrorodas.abril.com.br>>; Acessado em 09 de Outubro de 2014
- [10] – Problemas de arrefecimento do Fiat Tempra em “Portal Vrum”, Disponível em <<http://www.vrum.com.br>>; Acessado em 09 de Outubro de 2014
- [11] – Problemas de arrefecimento do Opala Comodoro em “Portal Opala”, Disponível em <<http://www.opala.com.br>>; Acessado em 09 de Outubro de 2014