

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA INDUSTRIAL MECÂNICA

BRUNO EUCLÉSIO HERREIRA BELORINI
GUILHERME ESCORSIN ROQUE

**DETERMINAÇÃO DE TROCADOR DE CALOR PARA RESFRIAR
O ÓLEO LUBRIFICANTE DE MOTOR AUTOMOTIVO A DIESEL DE 3
CILINDROS UTILIZANDO O FLUIDO DE ARREFECIMENTO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CURITIBA

2013

BRUNO EUCLÉSIO HERREIRA BELORINI

GUILHERME ESCORSIN ROQUE

**DETERMINAÇÃO DE TROCADOR DE CALOR PARA RESFRIAR
O ÓLEO LUBRIFICANTE DE MOTOR AUTOMOTIVO A DIESEL DE 3
CILINDROS UTILIZANDO O FLUIDO DE ARREFECIMENTO**

Trabalho de conclusão de curso apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2 do curso de Engenharia Industrial Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito parcial para aprovação na disciplina.

Orientador: Raul Henrique Erthal, M.Sc.

CURITIBA

2013

TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa “Determinação de trocador de calor para resfriar o óleo lubrificante de motor automotivo a diesel de 3 cilindros utilizando o fluido de arrefecimento”, realizado pelo alunos Bruno Euclésio Herreira Belorini e Guilherme Escorsin Roque, como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. M.Sc. Raul Henrique Erthal
LACIT, UTFPR
Orientador

Prof. M. Sc. Eduardo Matos Germer
LACIT, UTFPR
Avaliador

Prof. Nilton Luiz Cararo
Área de Projetos, UTFPR
Avaliador

Curitiba, 7 de maio de 2013.

RESUMO

Durante os testes de validação dos sistemas de arrefecimento e lubrificação de motores a diesel de três cilindros utilizado em trator de baixa potência, detectou-se, através do procedimento de teste dos sistemas auxiliares do motor, que o óleo lubrificante está aquecendo além do limite admissível de temperatura. Ao mesmo tempo o fluido de arrefecimento apresenta temperatura significativamente abaixo da máxima permitida. Para solucionar esse problema, foi realizado o teste para aquisição de dados do sistema com a instalação de um trocador de calor de quatro placas entre o óleo lubrificante e o fluido de arrefecimento. Com a obtenção desses dados foi possível realizar a seleção de um trocador de calor que atendesse às especificações de temperatura máxima exigidas.

Palavras-chave: trocador de calor, óleo lubrificante, arrefecimento, motor diesel.

ABSTRACT

During the cooling and lubrication systems validation tests of a three-cylinder diesel engine used in low power tractors, it was found that the lubricating oil is warming beyond acceptable limit temperature. At the same time, the coolant temperature is significantly below the maximum allowed. In order to solve this problem, tests were conducted to acquire the data from the system. It was installed a four plates heat exchanger between the lubrication oil and cooling fluid and then a test was carried out to acquire data from the system. With these data it was possible the sizing of an heat exchanger that met the specifications required of the maximum temperature.

Key-words: Heat exchanger, lubrication oil, cooling system, diesel engine.

AGRADECIMENTOS

Gostaríamos de agradecer à todas as pessoas que nos ajudaram durante todo o curso de graduação em Engenharia Industrial Mecânica e que nos ajudaram nos momentos difíceis e também compartilharam os bons momentos. Gostaríamos de agradecer os professores da banca avaliadora deste trabalho: Eduardo Matos Germer, Nilton Luiz Cararo e, em especial, ao professor Raul Henrique Erthal que nos auxiliou neste projeto.

Agradecemos também aos colegas de trabalho, que nos auxiliaram com os testes e, em especial, à todos os familiares e amigos que se mantiverem conosco nessa conquista.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Esquema simplificado dos tratores atuais	9
Figura 2 - Tempos do ciclo diesel	13
Figura 3 - Vista em corte de um motor diesel 3 cilindros	14
Figura 4 - Sistema de Lubrificação do Motor	15
Figura 5 - Sistema de Arrefecimento do Motor	16
Figura 6 - Radiador de óleo lubrificante do tipo compacto	17
Figura 7 - Trocador de calor de placas acoplado ao bloco modo motor	18
Figura 8 - Trocador de calor do óleo do motor	19
Figura 9 - Local de aplicação do Trocador de calor	19
Figura 10 – Esquema de conservação de energia em um sistema fechado durante um intervalo de tempo	21
Figura 11 - Simplificação do circuito de lubrificação	26
Figura 12 - Sistemas de arrefecimento e lubrificação com trocador de calor	27
Figura 13 - Vazão de água x Rotação do motor	33
Figura 14 - Trocador de Calor de Óleo	34
Figura 15 - Dinamômetro Eggers PT 301	34
Figura 16 - Instrumentação do Teste	36
Figura 17 - Trocador de calor selecionado	40

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Especificações do motor	8
Tabela 2 - Vantagens e desvantagens dos trocadores de calor de placas	20
Tabela 3 - Especificações do Motor	31
Tabela 4 - Especificações Trocador de Calor.....	33
Tabela 5 - Resultados teste ATB sem trocador de calor de óleo	37
Tabela 6 – Resultado ATO sem trocador	38
Tabela 7 - Resultados teste ATB com trocador de óleo	38
Tabela 8 –Resultado ATO com o trocador de calor	39
Tabela 9 - Dados para determinação do sistema.....	39
Tabela 10 - Relação entre n° de placas e condutância térmica	41

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	8
1.1	Contexto do Tema	8
1.2	Caracterização do Problema	8
1.3	Objetivos	10
1.4	Justificativa	10
1.5	Etapas do Projeto	11
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	12
2.1	Motores de combustão interna	12
2.2	Motores Diesel	12
2.2.1	Sistema de Lubrificação do motor	14
2.2.2	Sistema de Arrefecimento do Motor	15
2.3	Tipos de trocadores de calor	16
2.3.1	Radiador de óleo	17
2.3.2	Trocador de calor de placas	17
2.4	Conservação de Energia	21
2.5	Convecção	22
2.6	Métodos para determinação de área mínima de trocadores de calor	23
2.6.1	Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura	23
2.7	Descrição do Procedimento LAT	24
3	METODOLOGIA	26
3.1	Metodologia para determinação do trocador de calor	26
3.2	Materiais e métodos para o teste do sistema de lubrificação e arrefecimento	31
3.2.1	Equipamentos utilizados	31
3.2.2	Preparação do Teste	35
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	37
4.1	Resultado do Teste	37
4.2	Resultados do dimensionamento do trocador de calor óleo-água	39
4.3	Discussões	40
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS	42
	REFERÊNCIAS	43
	ANEXOS	44

1 INTRODUÇÃO

1.1 Contexto do Tema

O atual projeto foi motivado pela possibilidade de desenvolver uma solução para um problema real encontrado em uma empresa montadora de equipamentos agrícolas, nos quais o sistema de arrefecimento de um determinado modelo de trator não refrigera o óleo lubrificante do motor conforme especificação. O tema escolhido além de abranger a área de trocadores de calor, também engloba outras áreas tais como os sistemas de lubrificação e arrefecimento de motores diesel, bem como as propriedades do óleo lubrificante e a composição do fluido de arrefecimento.

1.2 Caracterização do Problema

Para que se possa iniciar o estudo, estão listados abaixo alguns dados importantes a respeito do motor, que são imprescindíveis para o entendimento do problema. O óleo lubrificante utilizado no motor é o 10W30.

Tabela 1 - Especificações do motor

Especificação	Motor S8000
Nº de Cilindros	3
Cilindrada	2931cm ³
Potência Máxima (a 2500rpm)	43,4kW ou 56HP
Relação rotação motor/bomba de óleo	2:1
Pressão normal de óleo	2,9 a 3,9 bar(42,06 a 56,56 psi)
Radiador de fluido refrigerante	Tubulação vertical de 3 filas com aletas de cobre
Relação rotação motor/Bomba arrefecimento	1:1,403

Fonte: Manual de serviços do motor S8000

Na indústria automobilística é necessário que se façam testes que identifiquem os problemas do produto e/ou validem as soluções desenvolvidas para esses problemas. Esses testes são padronizados para cada empresa e buscam atender às especificações dos componentes bem como às normas legais vigentes.

Nos testes de eficiência dos sistemas de arrefecimento e de lubrificação dos tratores com motores diesel de 3 cilindros, constatou-se que a temperatura do fluido do sistema de arrefecimento estava abaixo da temperatura máxima especificada e a temperatura do óleo lubrificante estava acima do limite máximo, levando à conclusão que a troca de calor entre fluido e óleo no interior do bloco não está sendo satisfatória. Na Figura 1 está sendo representado o sistema encontrado atualmente nos tratores.

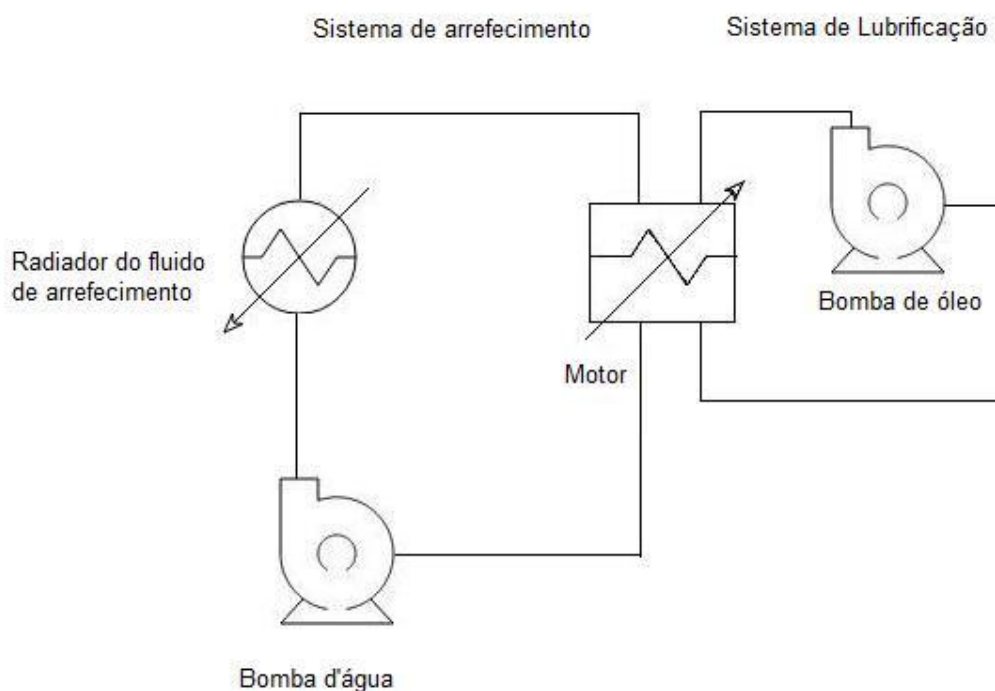


Figura 1 - Esquema simplificado dos tratores atuais¹

Fonte: Autoria Própria

¹ Ilustrações ou tabelas sem indicação de fonte são de arquivos particulares ou de autoria própria da equipe.

A partir desses testes observou-se que a temperatura média do fluido de arrefecimento do motor na entrada do radiador, na rotação de potência máxima, foi de 61,9°C, significativamente abaixo da temperatura máxima permitida estabelecida pelo fabricante do motor de 106°C. Essa temperatura máxima permitida é a temperatura que o fluido entra em ebulição com uma mistura de 50% água e 50% aditivo (etileno-glicol $C_2H_6O_2$) na pressão atmosférica.

No mesmo teste observou-se que a temperatura média do óleo lubrificante no reservatório, nas mesmas condições, foi de 120,0°C, próxima ao limite máximo de 125°C especificado pelo fabricante. Embora a temperatura do óleo lubrificante não tenha excedido à temperatura limite, a proximidade entre elas pode ocasionar superaquecimento do óleo em situações onde a temperatura ambiente seja desfavorável. Para que a influência da temperatura ambiente seja levada em conta na hora de avaliar as temperaturas de óleo e fluido de arrefecimento, a empresa adota indicadores. Esses indicadores serão detalhados na seção de metodologia do trabalho.

1.3 Objetivos

O objetivo do presente trabalho é selecionar um trocador de calor a ser instalado na linha de água de arrefecimento do motor que permita um aproveitamento adequado do potencial calorífico subaproveitado do fluido de arrefecimento do motor para resfriar o óleo lubrificante cuja temperatura está acima do especificado pelo fabricante. Dessa forma busca-se corrigir uma falha do projeto em modelos correntes de trator, nos quais a interação térmica dentro do bloco do motor não é suficiente para garantir que a temperatura do óleo lubrificante se mantenha abaixo do limite máximo.

1.4 Justificativa

O desenvolvimento de um trocador de calor a ser utilizado no sistema de arrefecimento de um motor de combustão interna possibilita a aplicação do conhecimento adquirido nas diversas disciplinas da área acadêmica de ciências térmicas. De forma secundária utilizam-se também os conhecimentos abordados na

área de projetos, já que o objetivo do trabalho é a melhoria do produto final. Dessa forma, além de utilizar na prática os conteúdos teóricos do curso, foi possível relacionar áreas de conhecimentos diferentes da engenharia mecânica.

Além disso, o estudo realizado trará melhorias que podem prolongar a vida útil dos componentes internos do motor. O superaquecimento do óleo lubrificante diminui sua viscosidade de modo que a lubrificação dos componentes internos do motor seja prejudicada, podendo ocasionar o aumento da temperatura levando à diminuição da vida útil do motor e, em casos extremos, levar esses componentes a fundirem-se. A baixa viscosidade do óleo aliado com o desgaste prematuro dos componentes pode ocasionar uma contaminação da câmara de combustão, fazendo com que o motor perca potência e que tenha consumo elevado de óleo lubrificante. A perda de potência também pode ser significativa devido ao aumento da rejeição térmica do motor decorrente do aumento do atrito entre os componentes, diminuindo assim a eficiência do motor.

1.5 Etapas do Projeto

Esse trabalho está dividido em cinco capítulos que são:

Capítulo 1: Apresentação do problema a ser analisado e são estabelecidos as justificativas e objetivos deste trabalho;

Capítulo 2: Fundamentação teórica do contexto no qual o trabalho está inserido, o embasamento teórico para o desenvolvido nos capítulos seguintes;

Capítulo 3: Relação dos equipamentos necessários para a realização dos testes e também a metodologia de análise do problema, cálculos para o dimensionamento do trocador de calor, bem como os testes realizados para a validação do modelo teórico;

Capítulo 4: Resultados alcançados a partir dos testes e resultados teóricos e também discussões a respeito destes resultados;

Capítulo 5: Considerações finais do projeto, relatando dificuldades encontradas e estabelecendo opiniões a respeito da eficácia do modelo proposto no projeto.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nos itens dessa seção do trabalho serão abordados pontos importantes sobre refrigeração e lubrificação de motores de combustão interna e o processo do dimensionamento de um trocador de calor. Também serão abordados os tipos de trocadores de calor existentes capazes de atender a nossa necessidade.

2.1 Motores de combustão interna

Segundo Moran & Shapiro(2002), motores de combustão interna alternativos é o termo que se utiliza para os motores usados em automóveis, caminhões e ônibus nos quais os processos de combustão ocorrem dentro de arranjos cilindro-pistão com movimento alternativo e não em uma série de componentes diferentes interconectados. Como exemplos principais desses motores têm-se o motor com ignição por centelha e o motor com ignição por compressão. Num motor com ignição por centelha, uma mistura de combustível e ar é incendiada por uma vela. Num motor com ignição por compressão, o ar é comprimido até uma pressão e temperatura elevadas o suficiente para a combustão ocorra espontaneamente quando o combustível for injetado. Os motores com ignição por centelha são vantajosos para aplicações que requerem até cerca de 225kW(300HP). Como eles são relativamente leves e de baixo custo, os motores de ignição por centelha são particularmente adequados para o uso em automóveis. Os motores com ignição por compressão são normalmente preferidos para aplicações em que se necessita de economia de combustível e potência relativamente alta(caminhões pesados e ônibus, locomotivas e navios). Na faixa intermediária, tanto os motores com ignição por centelha quanto os com ignição por compressão são utilizados.

2.2 Motores Diesel

Assim como os motores à gasolina, motores a diesel obtém energia mecânica a partir da energia química dos combustíveis pela transformação do calor gerado pela combustão em movimento através do ciclo termodinâmico. No entanto, os motores a diesel não necessitam de centelha para iniciar a combustão, que se dá

devido à alta taxa de compressão, sendo, por isso, classificado como motor de ignição por compressão.

O combustível é injetado diretamente no cilindro um pouco antes do momento em que deve ser dar o início da combustão, misturando-se com o ar comprimido à alta pressão e vindo a queimar. A rotação do motor é controlada pela quantidade de combustível que é injetada a cada ciclo.

A Figura 2 ilustra o funcionamento de um motor com ciclo diesel.

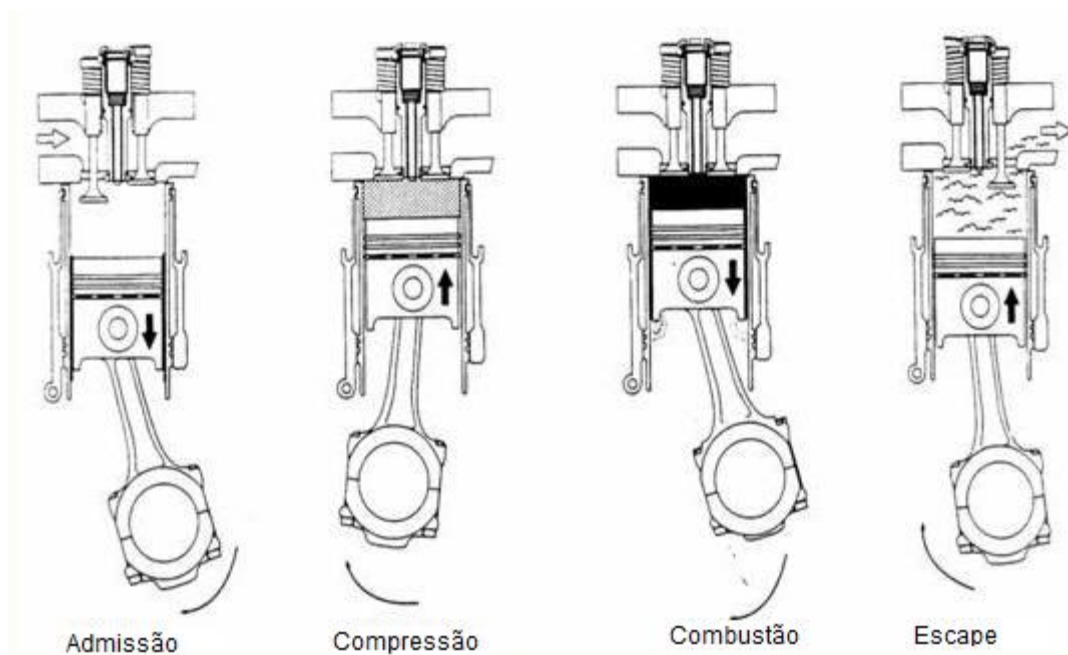


Figura 2 - Tempos do ciclo diesel

Fonte: <http://www.lym.com.mx/english/english/t4english.html>

Os motores de ciclo diesel encontrados na indústria automotiva são, em sua maioria, motores de quatro tempos, que podem ser com injeção direta e indireta. O sistema de injeção pode ser por bomba injetora ou por bomba de alta pressão, com ou sem turbo alimentação.

A Figura 3 mostra as vistas de corte do motor diesel de 3 cilindros que será analisado neste trabalho.

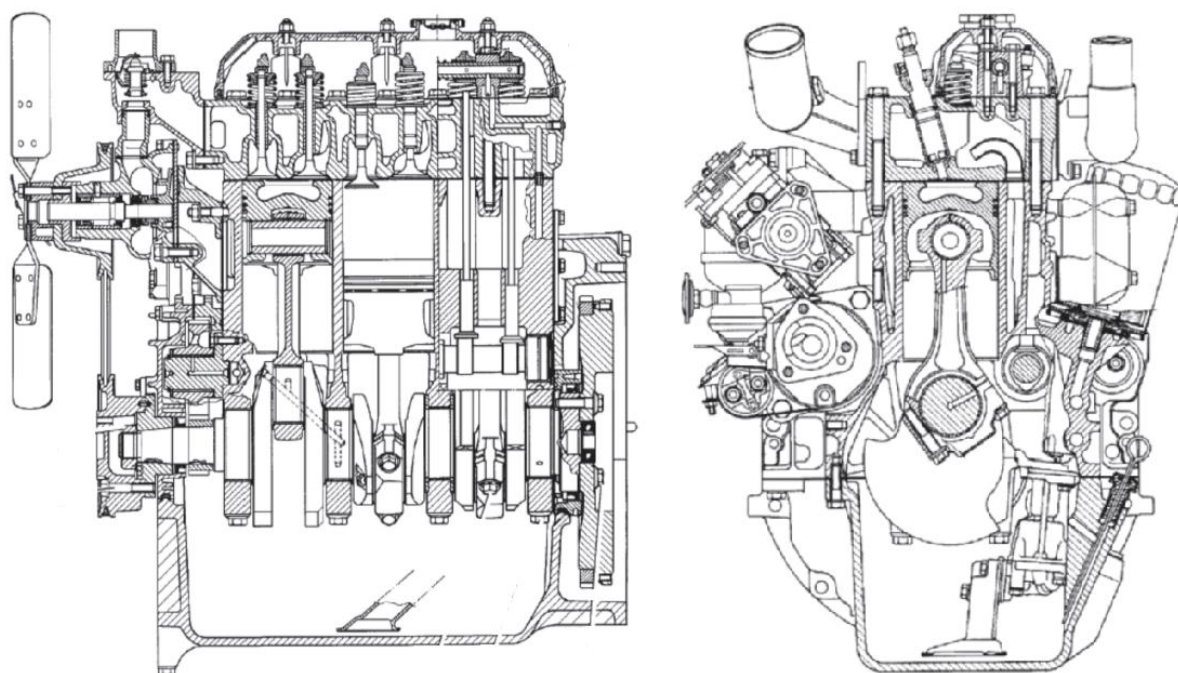


Figura 3 - Vista em corte de um motor diesel 3 cilindros

2.2.1 Sistema de Lubrificação do motor

O projeto adequado do circuito de óleo afeta significativamente a vida útil dos motores diesel. O circuito de óleo, que consiste normalmente de reservatório de óleo, bomba de óleo, filtro de óleo e resfriador de óleo, tem, além da principal função de lubrificar, as funções de refrigerar e proteger os componentes do motor contra a corrosão.

Um sistema de suprimento de óleo deve atender ao volume solicitado por qualquer componente, em qualquer ponto de operação e em qualquer condição de operação, das condições mais brandas até as mais severas, como em temperaturas muito altas ou muito baixas. Por isso é preciso sempre medir e monitorar a pressão do óleo na galeria principal.

O circuito funciona devido à bomba que realiza a sucção do óleo que está no reservatório através dos tubos para os componentes do motor, sendo que a bomba aumenta o volume de óleo que circula no circuito proporcionalmente à rotação do motor. Uma vez que essa é uma bomba de deslocamento positivo (engrenagem), faz-se necessária uma válvula que limita a pressão do óleo para evitar danificar os componentes do circuito. O fluxo de óleo passa primeiro pelo filtro para a galeria

com um sensor de pressão, todos os ramos de lubrificação partem daí. Esses ramos partem para as mais diversas partes do motor, tais como o virabrequim, árvore de comando de válvula, pistões, bomba injetora, etc. Após lubrificar os componentes, o óleo flui despressurizado novamente para o reservatório. Na Figura 4 está ilustrado um exemplo de circuito de lubrificação de motor à combustão interna.

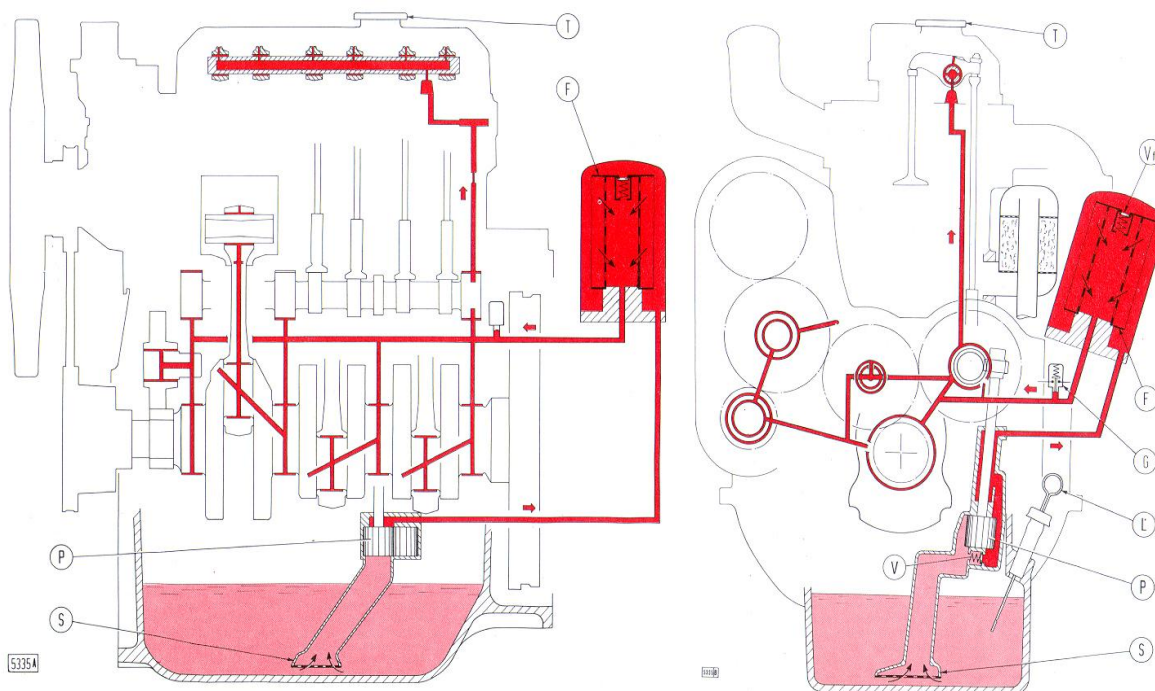


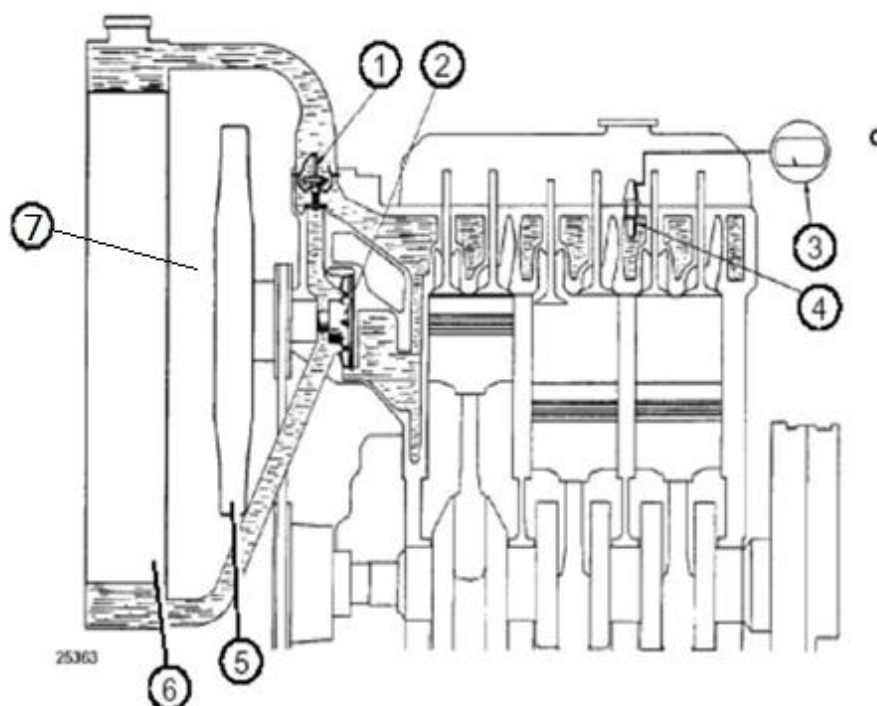
Figura 4 - Sistema de Lubrificação do Motor

2.2.2 Sistema de Arrefecimento do Motor

Nos motores de combustão interna, ao queimar o combustível dentro da câmara de combustão, ocorre um aumento da temperatura dos componentes. É importante que se faça o controle dessas temperaturas, uma vez que, via de regra, atingem-se temperaturas muito elevadas dentro da câmara, e essas podem ocasionar deformações permanentes nos pistões e nos cilindros. Para isso necessitamos de um sistema de arrefecimento no motor.

Na maior parte dos casos, hoje em dia, utilizam-se de sistemas fechados nos quais uma mistura de água e aditivos é submetida a um ciclo para arrefecer o motor. Esse ciclo tem como componentes básicos: o radiador de água, o ventilador, bomba, válvula termostática, sensor de temperatura e tanque de expansão, como mostrado

na Figura 5. O fluido resfria no radiador (6), por meio da passagem de corrente de ar (7), e impulsionado pela bomba d'água (2) circula pelo bloco. A válvula termostática abre quando a temperatura do fluido de arrefecimento está suficientemente alta, permitindo a circulação da água pelo radiador. Isso ocorre porque não é interessante que o motor trabalhe "frio", o que diminui sua eficiência.



1. Termostato.
2. Bomba de líquido de arrefecimento.
3. Indicador de temperatura para a temperatura do líquido de arrefecimento do motor.
4. Transmissor de temperatura.
5. Ventilador.
6. Radiador.

Figura 5 - Sistema de Arrefecimento do Motor

2.3 Tipos de trocadores de calor

Na indústria mecânica encontramos diversos tipos de trocadores de calor. Na indústria automotiva o exemplo mais comum é o sistema de arrefecimento do motor, onde a fonte de calor é o motor, que esquentando a água e por sua vez transfere calor para o ar fluído através do radiador.

2.3.1 Radiador de óleo

Para a aplicação em discussão, observou-se que as formas mais utilizadas para o arrefecimento de óleo lubrificante são: trocador de calor entre o óleo do motor e a mistura água-aditivo e trocador de calor entre o óleo do motor e o ar. O trocador de calor mostrado na Figura 6 tem como princípio o resfriamento do óleo lubrificante através do ar que passa pelo radiador. A troca de calor ocorre entre o líquido que passa pelos canais, de um lado até o outro, e o ar que flui transversalmente. Aletas auxiliam a transferência de calor por meio do aumento da área de troca. Trata-se de um trocador de calor do tipo compacto, no qual se deseja ter uma grande área de transferência de calor por unidade de volume. Dentre suas possíveis configurações estão os trocadores com canais cilíndricos ou achatados e existência de aletas entre eles para aumentar a área de troca de calor.



Figura 6 - Radiador de óleo lubrificante do tipo compacto

Fonte: <http://www.med-engineering.co.uk/catalogue/ancillaries/cooling/13-row-oil-cooler>

2.3.2 Trocador de calor de placas

Nos projetos de motores mais modernos e para tratores de potência média e alta, já é prática a utilização de trocador de calor de placas acoplado ao próprio bloco do motor, como mostrado na figura abaixo. Dessa forma, esse tipo de trocador também constitui uma opção a ser avaliada para o caso de motores de menor potência.

Os trocadores desse tipo consistem em placas presas em um suporte, o que permite que entre as placas adjacentes formem-se canais por onde os fluidos podem escoar. Uma das vantagens desse tipo de trocador, para a aplicação em questão, em relação ao apresentado anteriormente, é que o óleo não precisa sair do motor para ser resfriado. Além disso, o coeficiente de transferência de calor nesse trocador é elevado, e há menor ocorrência de incrustação de sujeira, resultando em necessidade de limpeza reduzida.

Segundo Gut (2003), as maiores vantagens dos trocadores a placas são a flexibilidade, versatilidade, economia de espaço, grande facilidade de limpeza e manutenção, alto rendimento térmico e bom controle de temperatura. Entretanto, como este equipamento faz um uso extensivo de gaxetas, ele possui limitações de pressão e temperatura de operação. Outra importante desvantagem é a alta perda de carga devido aos estreitos canais corrugados por onde os fluidos escoam. Entretanto, a turbulência gerada provoca também uma melhora significativa dos coeficiente convectivos.

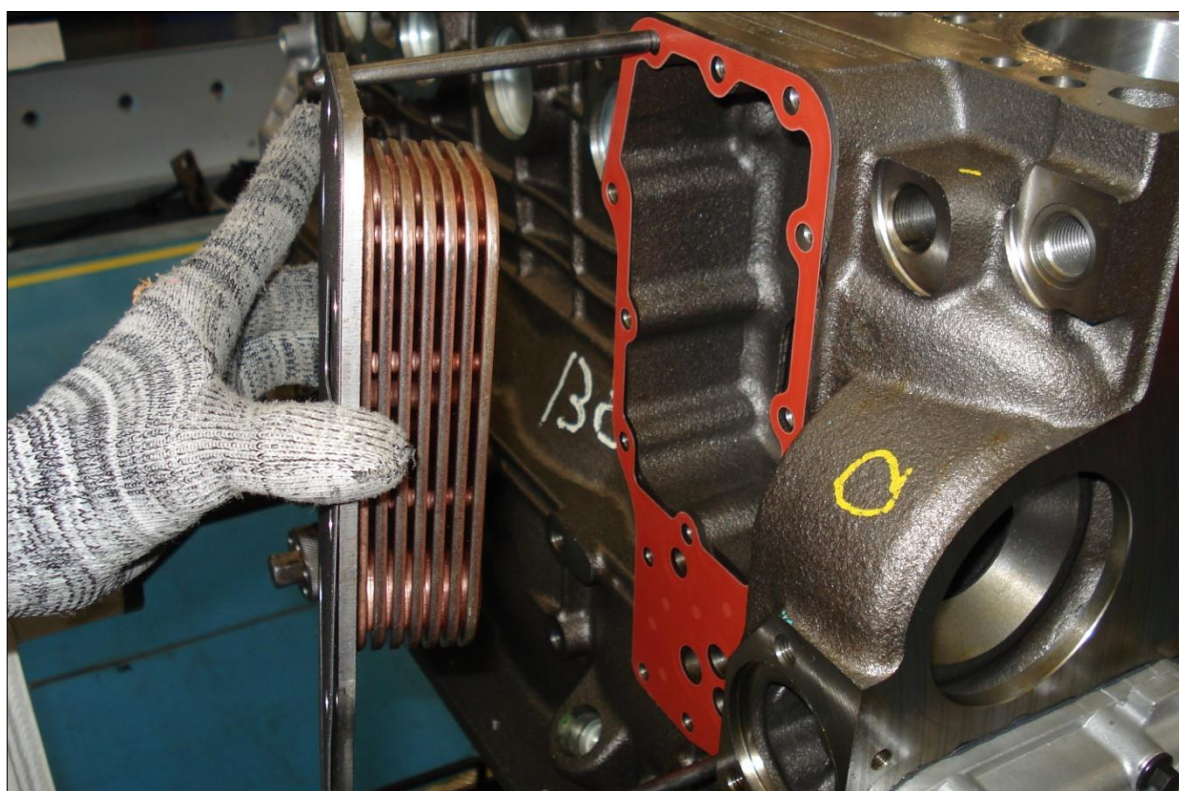


Figura 7 - Trocador de calor de placas acoplado ao bloco modo motor

Há também outro tipo de trocador de calor utilizado para arrefecer o óleo lubrificante do motor, popularmente chamado de trocador de calor do tipo *donut*, como mostrado na Figura 8. Trata-se também de um trocador de placas. Uma de suas principais características é o tamanho reduzido e a fácil instalação, ele é acoplado ao filtro de óleo, como podemos ver na Figura 9.



Figura 8 - Trocador de calor do óleo do motor

Fonte: http://www.poshindia.com/products_for_off_highway_tractors.asp

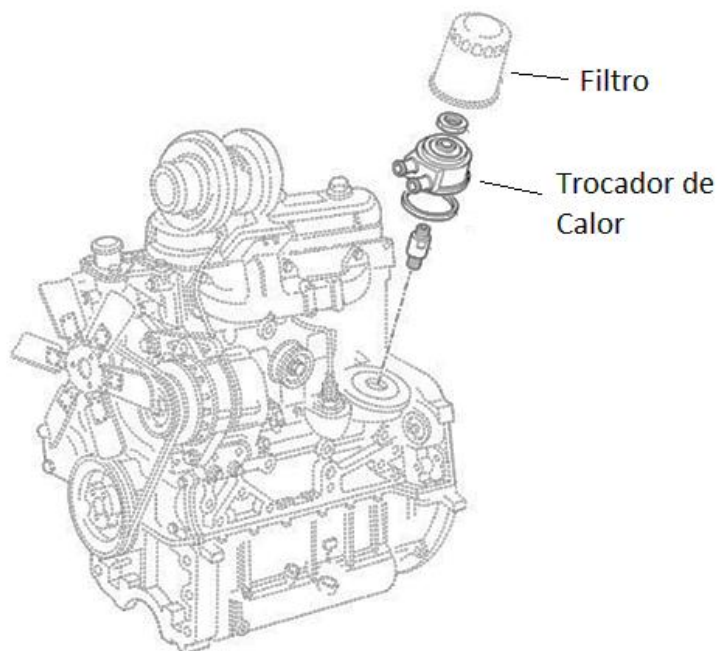


Figura 9 - Local de aplicação do Trocador de calor

Fonte: Catálogo de peças do fabricante

A Tabela 2 apresenta as principais vantagens e desvantagens dos trocadores de calor de placas.

Tabela 2 - Vantagens e desvantagens dos trocadores de calor de placas

Vantagens	Desvantagens
<p>Grande flexibilidade: adicionando ou removendo placas é possível redimensionar o trocador para novas exigências de troca térmica</p>	<p>Alta perda de carga: Devido às placas corrugadas e ao pequeno espaço de escoamento entre elas, a perda de carga por atrito é elevada, o que encarece o bombeamento dos fluidos.</p>
<p>Construção modular e econômica: os trocadores de placa são bastante compactos e de construção econômica. Um pedestal pode até receber vários fluidos em diferentes seções.</p>	<p>Limitação de pressão: o extensivo uso de gaxetas propicia vazamentos, por este motivo pressões maiores que 25bar não são toleradas</p>
<p>Facilidade de limpeza: Como o trocador é desmontável, é possível limpar eficientemente todas as partes em contato com os fluidos, auxiliando a higienização, manutenção e inspeção do trocador.</p>	<p>Limitação de temperatura: o uso de gaxetas elastoméricas impõe limites máximos para temperatura de operação. Entretanto, gaxetas de materiais especiais podem ser utilizadas se necessário.</p>
<p>Elevado rendimento térmico: é possível obter diferenças de temperaturas de até 2°C entre as correntes, com alta eficiência de troca.</p>	<p>Somente aplicações líquido-líquido: os trocadores de placas podem ser usados para operações de condensação ou evaporação em casos especiais, mas não são indicados para gases e vapores.</p>
<p>Bom controle de temperatura: a distribuição mais uniforme da temperatura, sem zonas de estagnação ou de sobre-aquecimento, é uma vantagem para os processamento de produtos termosensíveis.</p>	<p>Restrito a materiais não fibrosos e pouco viscosos: materiais fibrosos e viscosos podem ocasionar má distribuição de fluxo, alta perda de carga ou entupimento dos canais.</p>
	<p>Vazamentos nas placas: como as placas são finas, erosão ou corrosão</p>

podem provocar pequenos furos de difícil localização.

Fonte: (GUT, J. A. W., 2003).

2.4 Conservação de Energia

De acordo com Incropera, Dewitt, Bergman e Lavine (2008) a primeira lei da termodinâmica é um enunciado de que a energia total de um sistema é conservada e, conseqüentemente, a única forma na qual a quantidade de energia em um sistema pode mudar é se energia cruzar sua fronteira.

Para um sistema fechado, onde a massa é fixa, há somente duas formas nas quais a energia pode cruzar a fronteira: transferência de calor através da fronteira e trabalho realizado pelo ou no sistema. Isto leva ao enunciado da primeira lei para um sistema fechado:

$$\Delta E_{Acu} = Q - W$$

Onde ΔE_{Acu} é a variação da energia total acumulada no sistema, Q é o valor líquido do calor transferido para o sistema e W é o valor líquido do trabalho efetuado pelo sistema, que pode ser ilustrado na Figura 10.



Figura 10 – Esquema de conservação de energia em um sistema fechado durante um intervalo de tempo

A primeira lei é definida por Incropera, Dewitt, Bergman e Lavine (2008) da seguinte forma:

O aumento na quantidade de energia acumulada (armazenada) em um volume de controle deve ser igual à quantidade de energia que entra no volume de controle menos a quantidade de energia que deixa o volume de controle.

Com esse princípio, pode ser observado que há transferência de calor, de entrada ou de saída, no volume de controle através da fronteira ou pelo trabalho sobre ou no volume de controle.

A equação das Energias Térmica e Mecânica em um Instante (t) também é definida pelos autores Incropera, Dewitt, Bergman e Lavine (2008):

A taxa de aumento da quantidade de energia térmica e mecânica acumulada (armazenada) em um volume de controle deve ser igual à taxa na qual as energias térmica e mecânica entram no volume de controle, menos a taxa na qual as energias térmica e mecânica deixam o volume de controle, mais a taxa na qual a energia é gerada no interior do volume de controle.

Com isso, observa-se que se a entrada e a geração de energia térmica e mecânica forem maior que a saída, aumentará a quantidade de energia térmica e mecânica acumulada no volume de controle. Em uma situação contrária, ocorrerá a diminuição da energia térmica e mecânica armazenada, e caso a entrada e saída se igualem, prevalece a condição de regime estacionário onde não há variação na quantidade de energia térmica e mecânica armazenada.

Assim, podemos definir que:

$$\dot{Q} = \frac{dE_{acu}}{dt} = \dot{Q}_{ent} - \dot{Q}_{sai} + \dot{Q}_g$$

Onde \dot{Q} = *fluxo de calor* e no nosso caso podemos considerar que \dot{Q}_g é igual a zero, pois não há geração de energia no sistema que iremos analisar.

2.5 Convecção

De acordo com Incropera e Dewitt (1998), descreve-se o modo de transferência de calor por convecção como a transferência de energia ocorrendo no interior de um fluido devido aos efeitos combinados da condução e do escoamento global ou macroscópico do fluido. Tipicamente, a energia que está sendo transferida é a energia sensível, ou térmica interna, do fluido. Independentemente da natureza

específica do processo de transferência de calor por convecção, a equação apropriada para a taxa de transferência possui a forma:

$$\dot{q} = h(T_s - T_\infty)$$

2.6 Métodos para determinação de área mínima de trocadores de calor

Segundo Incropera e Dewitt (1998) para projetar ou prever o desempenho de um trocador de calor, precisamos relacionar a taxa total de transferência de calor com outras grandezas, entre elas está a área total de superfície para a transferência.

Na literatura podemos encontrar dois principais métodos para a definição de tais parâmetros, a média logarítmica das diferenças de temperatura (MLDT) e o método da efetividade NUT. O método MLDT é de fácil utilização quando as temperaturas de entrada do fluido são conhecidas e as temperaturas de saída são especificadas.

2.6.1 Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura

Segundo Incropera e Dewitt (1998) é essencial relacionar a taxa total de transferência de calor a grandezas como as temperaturas de entrada e de saída dos fluidos, o coeficiente global de transferência de calor, e a área superficial total disponível para a transferência de calor. A partir de balanços globais de energia podemos relacionar algumas dessas grandezas. A formulação a seguir considera desprezível a transferência de calor entre o trocador e a vizinhança, assim como a variação da energia potencial e cinética do sistema. Considerando que os fluidos não mudam de fase e se forem admitidos calores específicos (c_p) constantes, temos:

$$\dot{q} = \dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,e} - T_{q,s})$$

$$\dot{q} = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,e} - T_{f,s})$$

Onde \dot{q} representa a taxa total de transferência de calor entre os fluidos quente e frio. Os índices q e f representam quente e frio respectivamente, enquanto os índices e e s designam as condições do fluido na entrada e na saída.

Outra expressão é obtida relacionando a taxa total de transferência de calor q à diferença média logarítmica de temperaturas ΔT_{ml} entre os fluidos, quente e frio:

$$\dot{q} = UA\Delta T_{ml}$$

U representa o coeficiente global de transferência de calor, que de acordo com Incropera e Dewitt (1998) para transferência entre água e óleo esse coeficiente está em cerca de 110-350[W/m²K]. A área utilizada para a transferência de calor está representada por A , e ΔT_{ml} é uma média logarítmica das diferenças de temperatura, onde:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

Que para escoamentos cruzados considera-se $\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{f,e}$ e $\Delta T_2 = T_{q,s} - T_{f,e}$.

Optou-se pela utilização de escoamento cruzado devido à construção do trocador de calor de placas compacto, o tipo mais comum para aplicação de resfriamento de óleo lubrificante.

2.7 Descrição do Procedimento LAT

O procedimento usado no teste de validação dos sistemas de arrefecimento e lubrificação do motor é chamado *Limiting Ambient Temperature* (LAT). O propósito deste teste é determinar a temperatura do lubrificante e do refrigerante do motor no veículo sob condição de máxima carga. O procedimento leva em consideração a temperatura ambiente para estabelecer a chamada "*Limiting Ambient Temperature*" ou LATx (onde x é a temperatura máxima do fluido refrigerante) como um indicador da performance de arrefecimento do motor.

Além de outros parâmetros secundários que também estão contemplados nas normas do procedimento, os principais são a temperatura do fluido que entra e sai do radiador, a temperatura do óleo no cárter e a temperatura ambiente. Após a instalação de termopares para aquisição das temperaturas, acopla-se o trator em um dinamômetro de tomada de força, acelera-se o trator até a rotação máxima e, pelo dinamômetro, controla-se a carga. Para esse teste são feitas aquisições para as

rotações de torque máximo e potência máxima, esperando-se, para cada condição, até que as temperaturas se mantenham estáveis por dez minutos. Tendo coletado esses dados parte-se para o cálculo do ATB, (para o fluido de arrefecimento) e ATO (para o óleo lubrificante) usando as equações abaixo:

$$ATB = T_{ref} - T_{rad} + T_{amb}$$

$$ATO = T_{lub} - T_{oil} + T_{amb}$$

Onde:

ATB = Ambient Temperture to Boil

ATO= Ambient Temperature Oil

T_{ref} = Temperatura máxima permitida do fluido refrigerante;

T_{rad} = Temperatura do fluido que entra no radiador;

T_{amb} = Temperatura Ambiente;

T_{lub} = Temperatura máxima permitida do lubrificante;

T_{oil} = Temperatura do óleo lubrificante no reservatório.

Para que sejam considerados dentro dos limites ATB e ATO devem ser maiores que 47°C para potência máxima e maiores que 43° para torque máximo.

3 METODOLOGIA

3.1 Metodologia para determinação do trocador de calor

Foi estabelecido como objetivo do presente trabalho, a determinação do trocador de calor para que a temperatura óleo lubrificante do motor atingisse o valor no qual o ATO se mantivesse no limite mínimo. Para determinar esse trocador ideal, buscou-se encontrar sua condutância. Por sua vez, para determinar essa condutância foi feita a simplificação do circuito de óleo lubrificante, conforme mostrado na Figura 11.

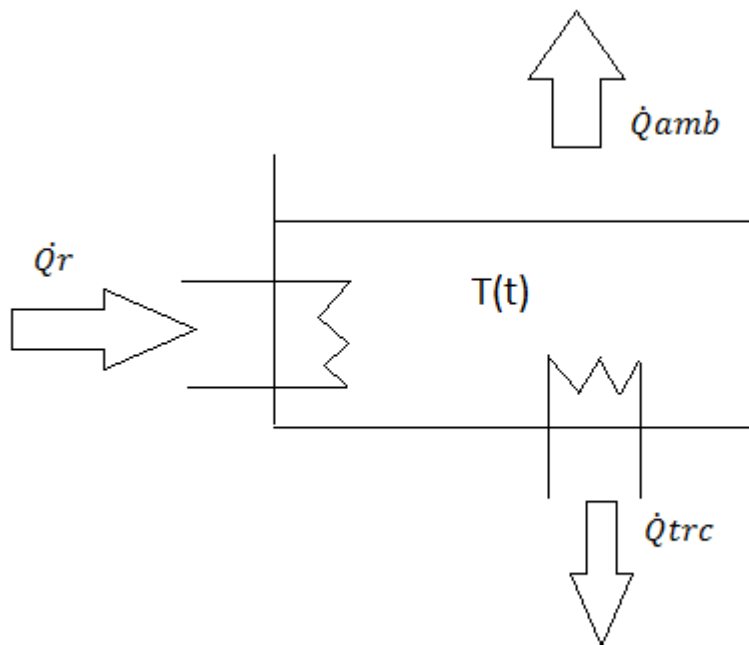


Figura 11 - Simplificação do circuito de lubrificação

O circuito de lubrificação do motor foi simplificado para considerar que todo o óleo do circuito está contido no reservatório e sua temperatura é uniforme variando com o tempo. Nesse sistema fechado é adicionada uma taxa de transferência de calor \dot{Q}_r pelo motor. Isso ocorre porque o motor gera, pela combustão que acontece dentro dos cilindros, calor e esse é transferido para o fluido de arrefecimento e para o óleo lubrificante. Como, normalmente, a temperatura média do óleo é superior à temperatura ambiente há também uma taxa de transferência de calor que se perde

para o ambiente \dot{Q}_{amb} . O óleo quente que se acumula no reservatório transfere calor para as paredes do reservatório e este para o ar no seu entorno. Como o óleo aquece além da temperatura estipulada pela norma da empresa, busca-se outro meio de retirar calor do sistema por meio da instalação de um trocador de calor entre o óleo e o fluido de arrefecimento do motor \dot{Q}_{trc} . O sistema do circuito de óleo lubrificante é mostrado na Figura 12.

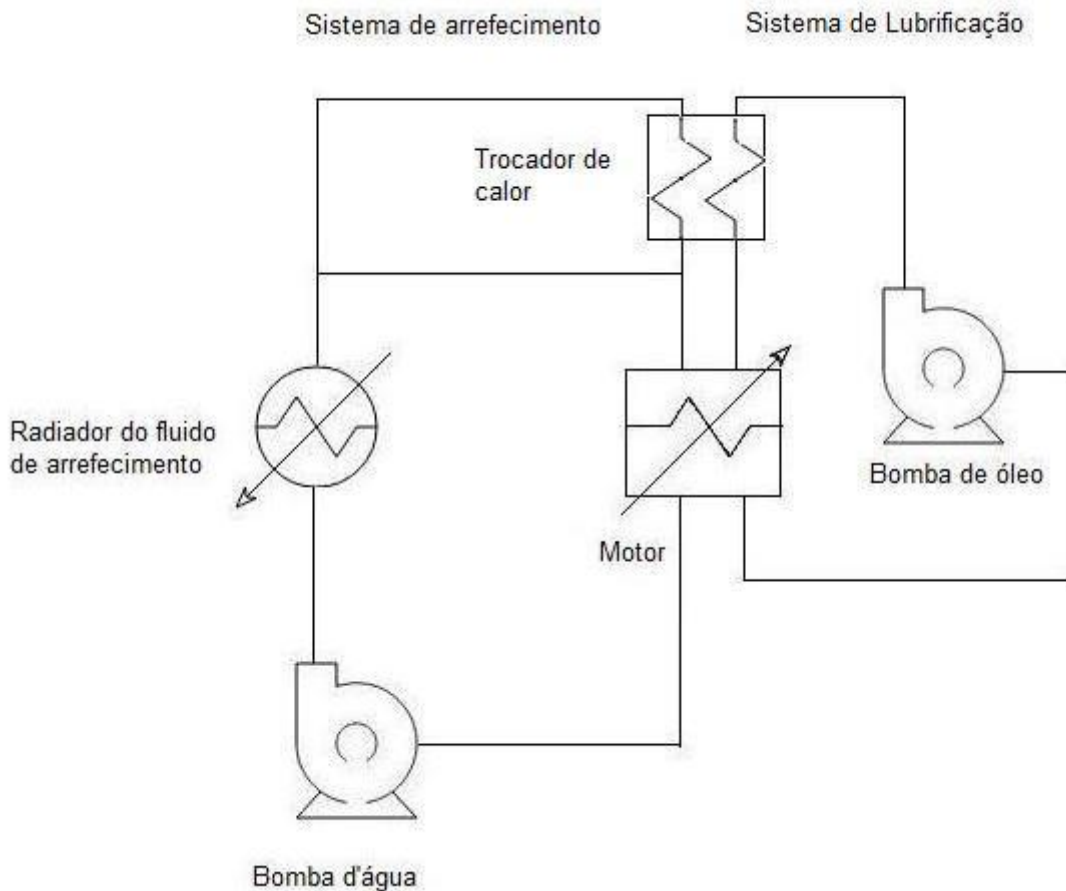


Figura 12 - Sistemas de arrefecimento e lubrificação com trocador de calor

Para dimensionar a condutância do trocador para que a temperatura do óleo lubrificante seja igual à temperatura limite, fez-se o balanço do fluxo de energia que é adicionada e retirada do óleo ocasionando a variação de sua temperatura média.

Assumiu-se que o fluxo de calor que o motor adiciona ao óleo (\dot{Q}_r) é constante, uma vez que os testes são feitos em condições de regime permanente. Considera-se também que \dot{Q}_r será igual, independentemente da configuração dos

sistemas auxiliares, já que o procedimento sobre o qual está baseada esta metodologia exige condições iguais de carga e rotação do motor, bem como temperaturas semelhantes. Sabe-se que $\dot{Q}r$ é apenas a parcela do calor gerado pelo motor, sendo que outra parte desse calor é transferida para o fluido de arrefecimento.

Além disso, a modelagem considerou uma taxa de transferência de calor que o óleo perde para o ambiente através do bloco. Para as configurações do sistema onde há o trocador de calor, considera-se um fluxo de calor retirado pelo trocador óleo-fluido de arrefecimento. O resultado das considerações para a determinação do balanço de energia do sistema é mostrado na equação (1), onde a temperatura do óleo no reservatório varia com o tempo devido à resultante das taxas de transferência de calor adicionadas e retiradas do sistema e não há geração de energia no sistema.

$$m cp_o \frac{dT(t)}{dt} = \dot{Q}r - UA_b [T(t) - T_\infty] - UA_{trc} \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \Delta T_1 / \Delta T_2} \quad (1)$$

$$\Delta T_1 = [T(t) - T_{ci}] \quad (2)$$

$$\Delta T_2 = [T(t) - T_{co}] \quad (3)$$

Onde: m é a massa total de óleo no sistema; cp_o é o calor específico do óleo; $\frac{dT(t)}{dt}$ é a taxa de variação da temperatura média do óleo; UA_b é a condutância do bloco do motor; $T(t)$ é a temperatura média do óleo; T_∞ é a temperatura ambiente; UA_{trc} é a condutância do trocador de calor; T_{ci} é a temperatura de entrada da água no trocador e T_{co} é a temperatura de saída da água no trocador.

Para a configuração sem trocador exclui-se de (1) a última parcela. Na condição de regime permanente tem-se que a taxa de variação da temperatura do óleo é nula, ficando com:

$$\dot{Q}r = UA_b [T - T_\infty] \quad (4)$$

Para o sistema com o trocador ideal, a equação através da qual será determinada a condutância ideal fica:

$$\dot{Q}r = UA_b[T^* - T_{\infty}^*] + UA^* \frac{\Delta T_1^* - \Delta T_2^*}{\ln \Delta T_1^* / \Delta T_2^*} \quad (5)$$

$$\Delta T_1^* = [T^* - T_{ci}^*] \quad (6)$$

$$\Delta T_2^* = [T^* - T_{co}^*] \quad (7)$$

Onde T^* é a temperatura média de óleo desejada, T_{∞}^* é a temperatura ambiente média, UA^* é a condutância a ser determinada, T_{ci}^* é a temperatura estimada de entrada da água no trocador e T_{co}^* é a temperatura estimada de saída da água do trocador.

Por não serem conhecidas, as temperaturas de saída do óleo, entrada e saída da água no trocador de calor na configuração que buscamos determinar, fez-se necessário fazer uma estimativa dos valores. Para determinar o trocador que atendesse aos requisitos de projeto foi necessário o conhecimento das temperaturas de entrada e saída do fluxo frio do trocador, no caso o fluido de arrefecimento do motor. Como não seria possível determiná-las, assumiu-se que seriam iguais às temperaturas medidas de entrada e saída do fluido de arrefecimento em trocador de calor de 4 placas, instalado para realização do teste que possibilitou a determinação da taxa de transferência de calor do motor para o óleo e a condutância do bloco, conforme será mostrado na sequência da metodologia.

Para que se encontre a condutância ideal basta isolar UA^* na equação (5), obtendo:

$$UA^* = \frac{\dot{Q}r - UA_b[T^* - T_{\infty}^*]}{\Delta T_1^* - \Delta T_2^* / \ln \Delta T_1^* / \Delta T_2^*} \quad (8)$$

Nota-se que para calcular a condutância ideal foi necessário determinar as constantes $\dot{Q}r$ e UA_b . Para determiná-las utilizou-se das equações de balanço de energia do sistema em duas diferentes configurações. A primeira configuração foi o sistema sem trocador de calor, cujos dados já eram conhecidos do teste de ATO e

ATB que detectaram a ocorrência do problema. A equação do balanço de energia para o sistema sem trocador no regime permanente é mostrada abaixo.

$$\dot{Q}r = UA_b [T_s - T_{\infty_s}] \quad (9)$$

Onde T_s é a temperatura média do óleo e T_{∞_s} é a temperatura ambiente.

Para conseguir a segunda equação e determinar $\dot{Q}r$ e UA_b foi feito o teste ATO e ATB para o sistema com a instalação de um trocador de calor de quatro placas disponível, com a condutância conhecida. Os dados conseguidos do teste foram usados para obter a equação de balanço de energia para o sistema nessa configuração, que foi a segunda equação do sistema. A equação do balanço de energia para o sistema com trocador de quatro placas em regime permanente é mostrada abaixo.

$$\dot{Q}r = UA_b [T_4 - T_{\infty_4}] + UA_4 \frac{\Delta T_{1_4} - \Delta T_{2_4}}{\ln \frac{\Delta T_{1_4}}{\Delta T_{2_4}}} \quad (10)$$

$$\Delta T_{1_4} = [T_4 - T_{ci_4}] \quad (11)$$

$$\Delta T_{2_4plc} = [T_4 - T_{co_4}] \quad (12)$$

Onde T_4 é a temperatura média do óleo, T_{∞_4} é a temperatura média ambiente, UA_4 é a condutância do trocador de quatro placas, T_{ci_4} é a temperatura de entrada da água no trocador e T_{co_4} é a temperatura de saída da água do trocador.

Igualando as equações (9) e (10) foi possível determinar UA_b , conforme desenvolvimento abaixo.

$$UA_b [T_s - T_{\infty_s}] = UA_b [T_4 - T_{\infty_4}] + UA_4 \frac{\Delta T_{1_4} - \Delta T_{2_4}}{\ln \frac{\Delta T_{1_4}}{\Delta T_{2_4}}}$$

$$UA_b [T_s - T_{\infty_s} - T_4 + T_{\infty_4}] = UA_{4plc} \frac{\Delta T_{1_4} - \Delta T_{2_4}}{\ln \frac{\Delta T_{1_4}}{\Delta T_{2_4}}}$$

$$UA_b = \left[UA_4 \frac{\Delta T_{14} - \Delta T_{24}}{\ln \frac{\Delta T_{14}}{\Delta T_{24}}} \right] / [T_s - T_{\infty_s} - T_4 + T_{\infty_4}] \quad (13)$$

Substituindo o valor encontrado de UA_b em (9) ou (10), obtém-se o valor de $\dot{Q}r$. Com esses valores determinados, é possível determinar o valor de condutância do trocador usando a equação (8).

3.2 Materiais e métodos para o teste do sistema de lubrificação e arrefecimento

Para a realização do teste de performance dos sistemas de arrefecimento e lubrificação do motor utilizou-se da estrutura de laboratório da empresa fabricante do trator sob estudo. Tanto o espaço físico quanto os sensores, dinamômetro, sistema de aquisição de dados, entre outros, foram fornecidos pela empresa. A configuração do sistema de arrefecimento e lubrificação do motor que foi testado é mostrada na Figura 12.

3.2.1 Equipamentos utilizados

O presente trabalho buscou estudar e solucionar um problema de sobreaquecimento envolvendo um motor de ciclo diesel e seus sistemas auxiliares. O modelo do motor estudado é S8000 de três cilindros e seis válvulas, naturalmente aspirado. A Tabela 3 mostra as especificações gerais do motor e sistemas dos quais o ele dependa para seu funcionamento.

Tabela 3 - Especificações do Motor

Motor – Especificações Gerais			
Tipo de motor:	Aspirado	normalmente	- tipo

	8035.05D.939 (bomba injetora BOSCH)
Bomba BOSCH:	VE 3/12 F 1250 L 976 – 504054473
N° de Cilindros	3
Ciclo	Diesel, 4 tempos
Diâmetro do pistão	104mm(4,0945in)
Curso do pistão	115mm(4,5276in)
Deslocamento total	2931 cm ³ (178.8496 in. ³)
Potência max. 2000/25 EC a 2500rpm	43.4 kW (56 hp)
Potência máxima ECE R 24 a 2500 rpm	41.2 kW (56 hp)
Torque máximo (daNm) a 1500 rpm	20.7 (152.6753 ft lb)
Ordem de injeção	1-2-3
Capacidade de óleo lubrificante	7,3L
Capacidade de líquido de arrefecimento	14L
Início de abertura – Abertura total da válvula termostática	79 ±2 a 94 °C
Relação rotação motor/bomba de óleo	2:1
Pressão normal de óleo	2,9 a 3,9 bar(42,06 a 56,56 psi)
Radiador	Tubulação vertical de 3 filas com aletas de cobre
Relação rotação motor/Bomba arrefecimento	1:1,403

Fonte: Manual de treinamento técnico do fabricante

A Figura 13, fornecida pela empresa fabricante do motor, mostra a relação proporcional entre a rotação do motor e a vazão de água de arrefecimento pela bomba d'água. Utilizou-se dela para obter a vazão de água que passa pelo trocador de calor de óleo, possibilitando seu dimensionamento.

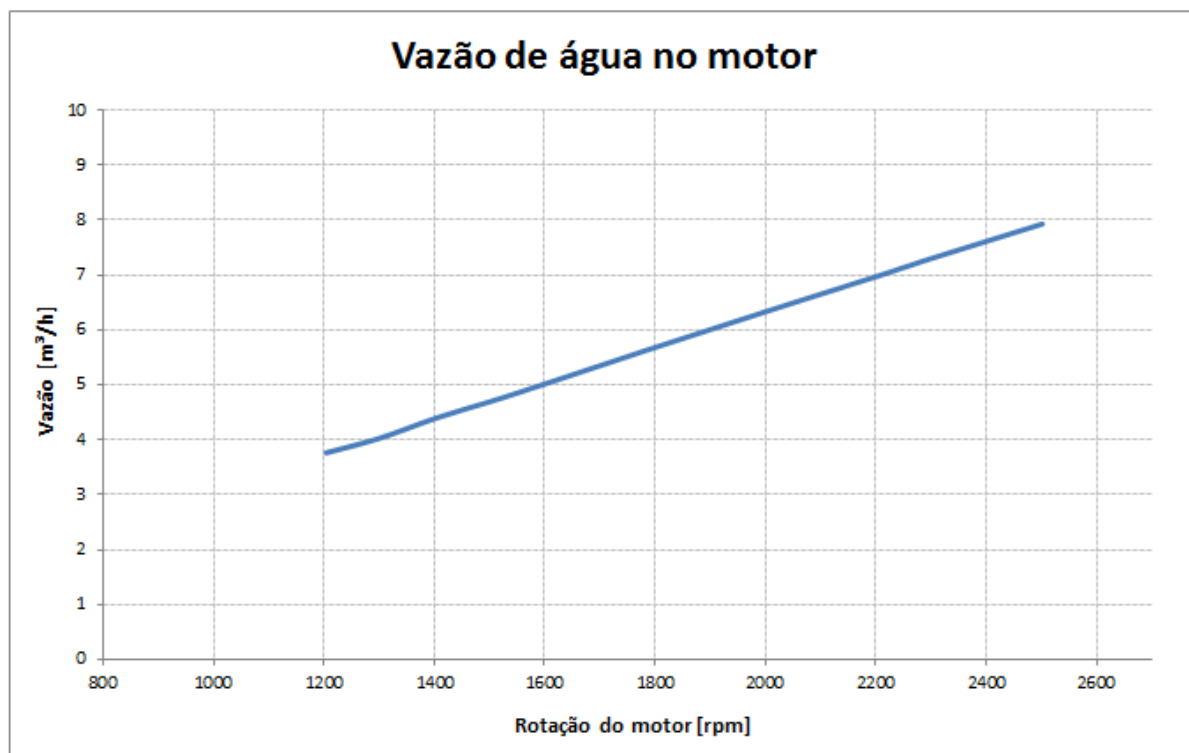


Figura 13 - Vazão de água x Rotação do motor

Foi realizado teste utilizando o trocador de calor tipo *donut*, do fabricante Modine, disponível em estoque pela fábrica e já utilizado para aplicações em outros modelos de trator. As especificações do trocador de calor utilizado constam na Tabela 4.

Tabela 4 - Especificações Trocador de Calor

Dados do trocador de calor de placas

Número de placas	4
Calor dissipado (Mínimo)	3kW
Máximo fluxo de óleo	30lpm
Mínimo fluxo de água	20lpm

Pressão máxima de entrada de óleo	2kg/cm ²
Pressão máxima de entrada de água	1kg/cm ²
Máxima perda de pressão do óleo	1kg/cm ²

Fonte: Manual de treinamento técnico do fabricante



Figura 14 - Trocaador de Calor de Óleo

Para simular as condições extremas de carga ao qual o motor pode ser exposto em operação utilizou-se de um freio dinamométrico acoplado ao trator por meio da tomada de força (TDF). Esta, normalmente, é utilizada para transmitir o torque do motor para implementos que deverão ser acoplados ao trator para variadas aplicações agrícolas. Assim, utilizando-se da TDF é possível aplicar carga ao motor com o trator parado, facilitando o trabalho de laboratório. Foi utilizado o dinamômetro Eggers PT 301, que possui potência máxima de 340 kW.



Figura 15 - Dinamômetro Eggers PT 301

Para a medição e aquisição dos dados fornecidos pelos sensores é necessário um aparelho que faça a conversão dos sinais analógicos dos sensores para os digitais compreendidos pelo computador. Utilizou-se para tal o módulo de aquisição de dados QuantumX modelo MX840A, fabricado pela HBM, que possui resolução de 24 bits, satisfazendo plenamente as necessidades do teste.

Foram utilizados para a medição de parâmetros dos sistemas do motor, transdutores de pressão e temperatura.

Os transdutores de pressão utilizados foram do tipo deformação. O transdutor de deformação usa um sensor tipo "strain gage" para indicar a deformação do diafragma provocada pela pressão. Foram utilizados modelos Wika S-10.

Para a medição de temperaturas foram utilizados termo resistores PT100. São sensores que se baseiam no princípio de variação da resistência ôhmica em função da temperatura.

3.2.2 Preparação do Teste

Para a realização do teste o trator foi instalado no dinamômetro de TDF. Seu eixo cardã da tomada de força foi acoplado ao eixo do dinamômetro. Em seguida o dinamômetro foi fixado ao chão por meio dos freios de segurança e os dispositivos de segurança foram posicionados.

Foram instalados os seguintes sensores para medição dos parâmetros do teste, de acordo com o procedimento da empresa: temperatura da água na saída do radiador (T2), temperatura da água na entrada do radiador (T1), temperatura da água que sai do trocador e volta para a saída do radiador (T3), temperatura da água que sai do motor para o trocador (T4) e a temperatura do óleo no Carter (T5). A temperatura ambiente foi captada à aproximadamente um metro à frente da grade do capô, na altura média da última. A Figura 16 mostra, de forma esquematizada, a posição do sistema onde foram coletados os parâmetros do teste. Os sensores foram fixados com auxílio de buchas com vedação, especiais para essa função, em roscas existentes nos tubos de entrada e saída do radiador, na vareta de óleo e em adaptações feitas nas mangueiras de entrada e saída de água do trocador.

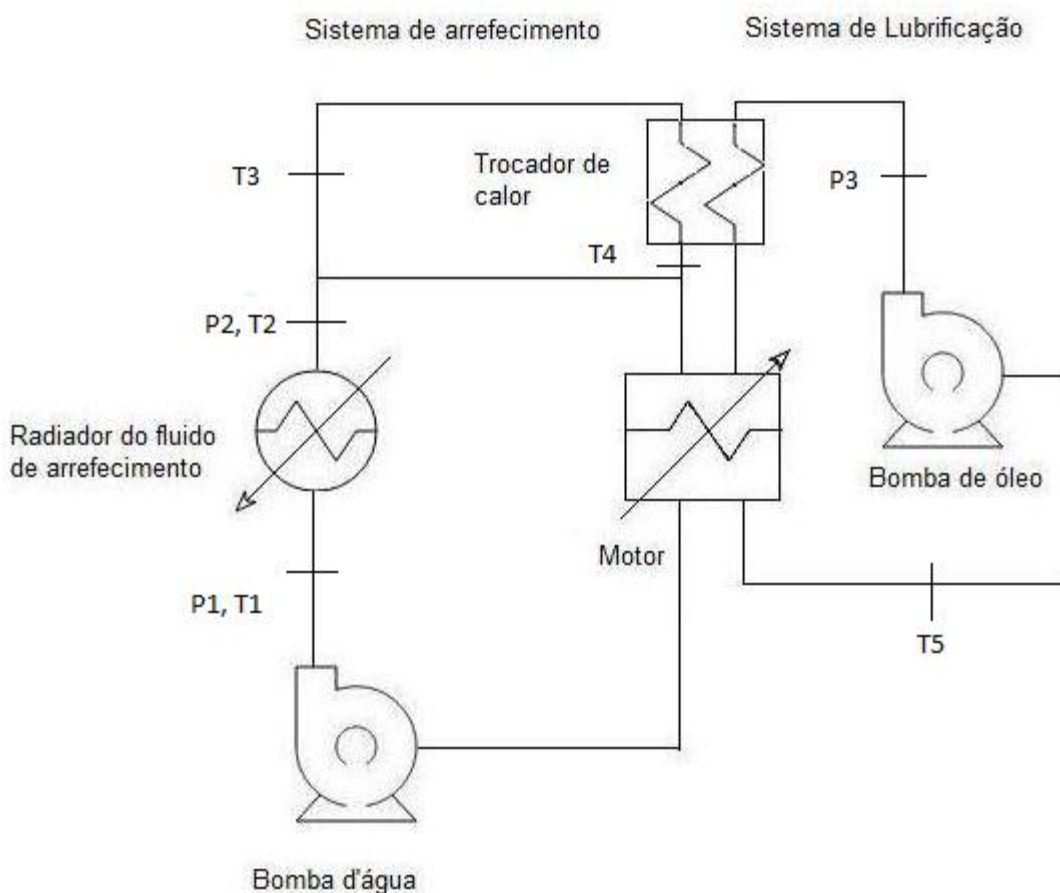


Figura 16 - Instrumentação do Teste

Além disso, foram medidos: rotação do motor e torque. Esses dados foram captados diretamente do dinamômetro, sendo possível, com eles, a obtenção da potência desenvolvida pelo trator.

Feita a instalação dos sensores e dinamômetro no trator, a válvula termostática foi trocada por outra sempre aberta para que fosse permitida a circulação do fluido de arrefecimento pelo radiador, independentemente da sua temperatura, conforme procedimento. O trator foi então ligado, a TDF foi acionada e selecionou-se a rotação máxima do motor. Em seguida pelo controle do dinamômetro foi adicionada carga ao freio na TDF, desacelerando o motor até a rotação de máximo torque (1400 rpm). Esperou-se a estabilização dos parâmetros medidos e então foram coletados os dados por dez minutos, para que no pós-processamento fossem usadas as médias

dos dados desse intervalo. Completo esse tempo, foi retirada carga do freio até a rotação de máxima potência (2400 rpm), repetindo o procedimento para a aquisição dos dados.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Resultado do Teste

A partir do teste descrito na metodologia, foram obtidos valores de temperatura e pressão do sistema térmico em estudo. Com esses resultados foi possível estabelecer a efetividade da proposta de mudança apresentada.

Os valores apresentados na Tabela 5 representam os resultados obtidos do teste de performance do radiador de água, anterior à constatação do problema. Nessa etapa o teste foi feito com o sistema sem trocador de calor de óleo.

Tabela 5 - Resultados teste ATB sem trocador de calor de óleo

Performance do radiador							
Parâmetros	T1	T2	T6	ΔT (T2-T1)	ATB	Limite ATB	Situação
Unidades	°C	°C	°C	°C	°C	°C	
Potência Máxima	65,8	61,9	30,9	3,9	71,1	>47	Ok
Torque Máximo	71,0	65,3	31,7	5,7	66,7	>43	Ok

A Tabela 6 apresenta os valores encontrados do teste de performance de resfriamento do óleo lubrificante, também sem o trocador de calor de óleo.

**Tabela 6 – Resultado ATO sem trocador
Resfriamento do óleo lubrificante**

Parâmetros	T5	T6	ATO	Limite ATO	Situação
Unidades	°C	°C	°C	°C	-
Potência máxima	120,0	30,9	35,8	>47	Não Ok
Torque máximo	104,1	31,7	52,6	>43	Ok

A seguir serão apresentados os resultados dos testes feitos após a instalação do trocador de calor de óleo conforme descrito na metodologia. A Tabela 7 apresenta os valores obtidos do teste de performance do radiador de água.

Tabela 7 - Resultados teste ATB com trocador de óleo

Performance do radiador							
Parâmetros	T1	T2	T6	ΔT (T2-T1)	ATB	Limite ATB	Situação
Unidades	°C	°C	°C	°C	°C	°C	
Potência Máxima	71	66,6	33,2	4,4	68,1	>47	Ok
Torque Máximo	76,5	70,2	33,0	6,3	62,5	>43	Ok

Na Tabela 8 são apresentados os resultados da performance de resfriamento do óleo lubrificante com o trocador de calor de óleo.

**Tabela 8 –Resultado ATO com o trocador de calor
Resfriamento do óleo lubrificante**

Parâmetros	T5	T6	ATO	Limite ATO	Situação
Unidades	°C	°C	°C	°C	-
Potência máxima	101,4	33,2	56,8	>47	Ok
Torque máximo	93,6	33,0	64,5	>43	Ok

4.2 Resultados do dimensionamento do trocador de calor óleo-água

Com o resultado dos testes foi possível resolver o sistema proposto para encontrar os termos desconhecidos. A Tabela 9 apresenta os dados retirados dos testes e especificações técnicas utilizados nesse cálculo e seus respectivos valores.

Tabela 9 - Dados para determinação do sistema

T_s	T_{∞_s}	T_4	T_{∞_4}	UA_4	T_{ci_4}	T_{co_4}
120°C	30,9°C	101,4°C	33,2°C	103 W/°C	73,4°C	74,5°C

Substituindo os valores na equação (9) e (5) obtemos UA_b e \dot{Q}_r , conforme demonstrado a seguir.

$$UA_b = \left[103 \frac{28-26,9}{\ln^{28/26,9}} \right] / [120 - 30,9 - 101,4 + 33,2] = 135,3 \text{ W/°C}$$

$$\dot{Q}_r = 135,3 [120 - 30,9] = 12051,8 \text{ W}$$

Para determinar a condutância necessária, foi determinada a temperatura máxima que o óleo lubrificante deve atingir segundo o procedimento de teste da empresa fabricante, descrito na seção 2.5 do trabalho. Considerando a temperatura ambiente de 30°C, próxima à temperatura de realização dos testes, e o ATO no limite mínimo de aceitação para potência máxima que é 47°C, temos:

$$47 = 125 - T^* + 30$$

$$T^* = 108 \text{ °C}$$

Utilizando a equação (13), descrita na metodologia, foi possível determinar UA^* .

$$UA^* = \frac{12051,83 - 135,2618[108 - 30]}{34,5 - 32,6 / \ln^{34,5} / 32,6} = 44,7 \text{ W/°C}$$

4.3 Discussões

A partir da determinação da condutância térmica ideal para atender as necessidades do projeto, foi possível selecionar um trocador de calor que seja capaz de fornecer a condutância requerida.

No mercado, é possível encontrar diversos tipos de trocadores de placas, porém, optou-se em selecionar um trocador de calor semelhante ao que foi realizado no teste, uma vez que já é o tipo de trocador de calor utilizado para esse tipo de aplicação.



Figura 17 - Trocador de calor selecionado

Fonte: http://www.poshindia.com/products_for_off_highway_tractors.asp

A Tabela 10 apresenta os valores de condutância térmica, especificada pelo fabricante do trocador, para os trocadores de calor com diferentes números de placas.

Tabela 10 - Relação entre n° de placas e condutância térmica

N° de Placas	UA(W/°C)
3	64
4	103
5	142
6	181

Com esses dados, foi possível determinar que um trocador de 3 placas já é suficiente para atender ao limite de temperatura do óleo lubrificante estabelecido como 108°C, haja vista que o valor de condutância do trocador de calor de 3 placas, 64W/°C é maior do que o valor encontrado nos resultados teóricos, 44,7W/°C.

Observou-se à partir desse resultado que a utilização de um trocador de calor de 4 placas está superdimensionado para a resolução do problema, como já havia sido percebido no teste, pois a temperatura do óleo lubrificante se estabilizava à 101,4°C, consideravelmente abaixo da temperatura limite estipulada.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Este trabalho proporcionou aprendizado e fixação de conteúdos ligados à área de ciências térmicas, especialmente no que tange à primeira lei da termodinâmica e trocadores de calor. Foi possível, com a oportunidade apresentada, utilizar conceitos aprendidos de forma estritamente teórica no âmbito acadêmico, para resolução de um problema prático.

Através da revisão bibliográfica, obteve-se o subsídio teórico para o desenvolvimento do trabalho, embora tenha sido encontrada dificuldade na obtenção de literatura à respeito de trocadores de calor de placa, devido à especificidade de cada tipo de trocadores dessa espécie. Foi também de fundamental importância para a realização do trabalho o acesso aos procedimentos de teste da empresa e sua experiência nessa área.

Destaca-se à importância da disponibilidade de laboratório por parte da empresa fabricante, no qual foi realizada parte indispensável do trabalho, e também o auxílio dos colaboradores da empresa nos testes. Também fundamental foi o suporte do professor orientador, que apontou falhas na metodologia, buscando sempre sua correção e ajudando na definição da solução.

Conclui-se que o trabalho alcançou o objetivo proposto uma vez que constitui um método, ainda que aproximado, para determinar teoricamente a condutância ideal de trocador necessário ao sistema de lubrificação, sendo que na empresa essa determinação é feita de modo empírico. Espera-se que o trabalho possa ser aproveitado como alternativa complementar na análise de problemas semelhantes que venha a ocorrer futuramente.

REFERÊNCIAS

COSTA, E. C. A. **Trocadores de Calor – Série Apontamentos**. EdUFSCar; 2002.

ÇENGEL, Yunus A. **Heat and mass transfer: a practical approach**. 3rd ed. Singapore: McGraw-Hill, 2006.

GUT, J. A. W.; **Configurações ótimas para trocadores de calor a placas**. São Paulo, 2003.

HEYWOOD, John B. **Internal Combustion Engines Fundamentals**. New York: McGraw-Hill. 1988.

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P.. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 4. ed. Rio de Janeiro: LTC, 1998.

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P.; BERGMAN, Theodore L.; LAVINE, Adrienne S.. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

MOLLENHAUER, Klaus; TSCHÖKE, Helmut. **Handbook of Diesel Engines**. Berlim: Springer, 2010.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Princípios da termodinâmica para engenharia**. 4. Ed. Rio de Janeiro, 2002.

ANEXOS

Retirado do livro Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa/Frank P. Incropera...[et al.]
Rio de Janeiro: LTC, 2008.

Propriedades termofísicas de fluidos saturados

Óleo de motor (Não usado)

T (K)	ρ (kg/m ³)	C_p (kJ/(kgK))	$\mu \cdot 10^2$ (Ns/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/(mK))	$\alpha \cdot 10^7$ (m ² /s)	Pr	$\beta \cdot 10^3$ (K ⁻¹)
273	899,1	1,796	385	4280	147	0,91	4700 0	0,7
280	895,3	1,827	217	2430	144	0,88	2750 0	0,7
290	890	1,868	99,9	1120	145	0,872	1290 0	0,7
300	884,1	1,909	48,6	550	145	0,859	6400	0,7
310	877,9	1,951	25,3	288	145	0,847	3600	0,7
320	871,8	1,993	14,1	161	143	0,823	1965	0,7
330	865,8	2,035	8,36	96,6	141	0,8	1205	0,7
340	859,9	2,076	5,31	61,7	139	0,779	793	0,7
350	853,9	2,118	3,56	41,7	138	0,763	546	0,7
360	847,8	2,161	2,52	29,7	138	0,753	395	0,7
370	841,8	2,206	1,86	22	137	0,739	300	0,7
380	836	2,25	1,41	16,9	136	0,723	233	0,7
390	830,6	2,294	1,1	13,3	135	0,709	187	0,7
400	825,1	2,337	0,874	10,6	134	0,695	152	0,7
410	818,9	2,381	0,698	8,52	133	0,682	125	0,7
420	812,1	2,427	0,564	6,94	133	0,675	103	0,7
430	806,5	2,471	0,47	5,83	132	0,662	88	0,7