



Universidade Federal da Paraíba
Centro de Tecnologia
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
Mestrado – Doutorado

**PROJETO, CONSTRUÇÃO E TESTES DE UM TROCADOR DE
CALOR VISANDO A REFRIGERAÇÃO DE UMA TURBINA DE UM
MOTOR OTTOLIZADO PARA GÁS NATURAL**

Por

Petrônio Paulo de Souza Neto

*Dissertação de Mestrado apresentada à Universidade Federal da Paraíba para
obtenção do grau de Mestre*

PETRÔNIO PAULO DE SOUZA NETO

**PROJETO, CONSTRUÇÃO E TESTES DE UM TROCADOR DE
CALOR VISANDO A REFRIGERAÇÃO DE UMA TURBINA DE UM
MOTOR OTTOLIZADO PARA GÁS NATURAL**

Dissertação de Mestrado apresentada ao
curso de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica da Universidade Federal da Paraíba,
em cumprimento às exigências para a
obtenção do Grau de Mestre.

Orientador: Prof. Dr. Emerson Freitas Jaguaribe

S729p Souza Neto, Petrônio Paulo de.

Projeto, construção e testes de um trocador de calor visando a refrigeração de uma turbina de um motor ottolizado para gás natural / Petrônio Paulo de Souza Neto. - João Pessoa, 2018.

75 f. : il.

Orientação: Emerson Freitas Jaguaribe.

Dissertação (Mestrado) - UFPB/CT.

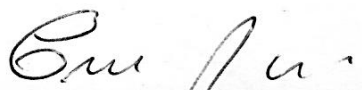
1. Engenharia mecânica. 2. Trocador de calor. 3. Ottolização. 4. Gás natural. I. Jaguaribe, Emerson Freitas. II. Título.

UFPB/BC

**PROJETO, CONSTRUÇÃO E TESTES DE UM TROCADOR
DE CALOR VISANDO A REFRIGERAÇÃO DE UMA
TURBINA DE UM MOTOR OTTOLIZADO PARA
GÁS NATURAL**
por

Petrônio Paulo de Souza Neto

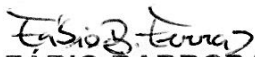
Dissertação aprovada em 31 de janeiro de 2018



Prof. Dr. EMERSON FREITAS JAGUARIBE
Orientador – UFPB



Prof. Dr. GILBERTO AUGUSTO AMADO MOREIRA
Examinador Interno - UFPB



Prof. Dr. FÁBIO BARBOSA FERRAZ
Examinador Externo – IFPB

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus pelo dom da vida.

Aos meus pais, Edna e Petrônio (*in memoriam*), às minhas irmãs Ericka e Livia e ao meu irmão Rodolfo, por estarem sempre me ajudando e apoiando em todos os momentos da minha vida.

Às minhas tias Maria de Lurdes e Elza, e ao meu tio Ednaldo, por todo o apoio dado durante a minha graduação e pós-graduação.

A minha namorada Thayzzy por todo o amor, paciência e carinho.

Ao professor Dr. Emerson Freitas Jaguaribe, pela orientação e por sua dedicação ao desenvolvimento desse trabalho.

Agradeço também os professores Drs. Adriano Rumão e Benilton Oliveira e ao técnico do Laboratório de Inovação Carlos Guimarães, por todo o apoio técnico.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico (CNPq) pelo apoio financeiro.

À PBGÁS que, por meio de convênio com a UFPB, disponibilizou gás natural para a realização deste trabalho.

PROJETO, CONSTRUÇÃO E TESTES DE UM TROCADOR DE CALOR VISANDO A REFRIGERAÇÃO DE UMA TURBINA DE UM MOTOR OTTOLIZADO PARA GÁS NATURAL

RESUMO

A utilização de energia elétrica tem se tornado cada vez mais onerosa para as empresas, principalmente para as de grande porte, em horário de pico (18 às 21 h). Substituir o uso de energia elétrica das concessionárias pela produção independente de energia elétrica, com a utilização de grupos geradores, tem atraído a atenção dessas empresas. Atualmente, a maior parte dos motores desses grupos geradores são movidos a diesel. No entanto, a substituição do diesel por gás natural nesses motores constitui uma oportunidade interessante para a redução de custos com combustível. O Laboratório de Inovação da Universidade Federal da Paraíba desenvolveu uma técnica inovadora, totalmente reversível, capaz de converter motores Diesel para operarem apenas com gás natural (ottolização). Um grande problema causado pela utilização de gás natural é a elevada temperatura dos gases de exaustão, principalmente em motores turboalimentados. Esses altos valores de temperatura podem danificar permanentemente o turbocompressor. O objetivo deste trabalho foi o projeto, construção e montagem de um trocador de calor para a refrigeração dos gases de escape e a análise da influência dessa refrigeração no funcionamento do motor Perkins 1104-44TAG2, turboalimentado. O tipo de trocador de calor construído foi o de tubos aletados. Nos testes realizados, a potência máxima alcançada dentro do limite da temperatura dos gases de exaustão na saída do turbocompressor, 600 °C, foi de 80,9 kW (110 cv). Em 110 cv, o consumo de combustível foi reduzido em até 3,5 % em relação aos dados dos trabalhos usados como referência. O rendimento térmico do motor, nessa mesma potência, foi de 42,76 % e a efetividade do trocador de calor foi de 49,2 %.

Palavras-chave: Ottolização, Gás Natural, Trocador de Calor, Tubo Aletado

DESIGN, CONSTRUCTION AND TESTS OF A HEAT EXCHANGER FOR THE TURBOCHARGER COOLING OF A CONVERTED ENGINE TO OPERATE WITH NATURAL GAS

ABSTRACT

The use of electric power has become increasingly costly for companies, especially for the large ones, at times of high demand (18 to 21 h). Substituting the purchase of electric power from the concessionaires for the independent production of electric power, with generator sets, has attracted the attention in part of these companies. Currently, most of the engines of these generator sets are diesel powered. However, replacing diesel with natural gas in these engines is an interesting opportunity to reduce fuel costs. The Innovation Laboratory of the Federal University of Paraíba has developed an innovative, fully reversible technique capable to convert diesel engines to operate with natural gas only (ottolization). A major problem caused by the use of natural gas is the high temperatures of the exhaust gases, especially in turbocharged engines. These high temperature values can permanently damage the turbocharger. The aim of this work was the design, construction and assembly of a heat exchanger for the cooling of the exhaust gases and the analysis of the influence of its cooling in the operation of the turbocharged Perkins 1104-44TAG2 engine. The type of heat exchanger constructed was finned tubes. In the tests performed, the maximum power reached within the exhaust gas temperature limit at the turbocharger output, 600 °C, was 80.9 kW (110 cv). At 110 cv, the fuel consumption was reduced about 3.5 % in relation to the data of the reference works. The thermal efficiency of the engine in this same power was 42.76 % and the effectiveness of the heat exchanger was 49.2 %.

Keywords: Ottolization, Natural Gas, Heat Exchanger, Finned Tube

SUMÁRIO

CAPÍTULO I	1
1.1 INTRODUÇÃO	1
1.2 OBJETIVO GERAL	2
1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	3
CAPÍTULO II.....	4
SUPERFÍCIES ESTENDIDAS	4
2.1 INTRODUÇÃO	4
2.2 TIPOS DE ALETAS	4
2.2 A EQUAÇÃO DA ALETA	5
2.2.1 Aleta de comprimento infinito	8
2.2.2 Aletas com extremidade isolada.....	8
2.2.3 Temperatura na ponta da aleta especificada.....	9
2.2.4 Convecção a partir da extremidade da aleta	10
2.3 TROCA DE CALOR POR RADIAÇÃO	10
2.4 EFICIÊNCIA DA ALETA	11
2.5 EFICÁCIA	13
2.6 COEFICIENTE CONVECTIVO EXTERNO.....	14
2.6.2 Convecção Natural	14
3.6.3 Convecção Forçada	15
2.7 OTIMIZAÇÃO DE ALETAS	16
CAPÍTULO III	17
PARÂMETROS DE OPERAÇÃO DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	17
3.1 INTRODUÇÃO	17
3.2 TAXA DE COMPRESSÃO	17
3.3 ÂNGULO DE IGNIÇÃO.....	18
3.4 RELAÇÃO AR/COMBUSTÍVEL E FATOR LAMBDA.....	19
3.5 PRESSÃO MÉDIA EFETIVA.....	20
3.6 RENDIMENTO TÉRMICO E CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL	20
3.7 EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA.....	21
CAPÍTULO IV	23
DESENVOLVIMENTO EXPERIMENTAL.....	23
4.1 INTRODUÇÃO	23
4.2 APARATOS UTILIZADOS.....	23
4.2.1 O motor	23
4.2.2 O dinamômetro.....	24

4.2.3 Sistema de medição do gás natural.....	24
4.2.4 Medidores de temperatura e pressão	25
4.2.5 Medidor da velocidade do ar de admissão	27
4.2.6 Analisador de gases	28
4.2.7 Sistema de arrefecimento alternativo do motor.....	29
4.3 METODOLOGIA EXPERIMENTAL.....	30
4.3.1 Calibração do dinamômetro	30
4.3.2 Calibração do analisador de gases.....	31
4.4 DINÂMICA DOS TESTES	31
CAPÍTULO V.....	33
RESULTADOS E DISCUSSÕES	33
5.1 INTRODUÇÃO	33
5.2 CRITÉRIOS DE ESCOLHA DO TROCADOR DE CALOR	33
5.3 CONSTRUÇÃO DO TROCADOR DE CALOR PARA O MOTOR PERKINS.....	34
5.4 TEMPERATURA DOS GASES DE ESCAPE	38
5.5 ANÁLISE DA PRESSÃO DE ADMISSÃO E DA CONTRAPRESSÃO	41
5.6 ANÁLISE DO FATOR LAMBDA	43
5.7 CONSUMO DE COMBUSTÍVEL E RENDIMENTO TÉRMICO DO MOTOR PERKINS.....	44
5.8 NÍVEIS DE EMISSÕES GASOSAS	46
5.9 EFICIÊNCIA E EFICÁCIA DAS ALETAS.....	47
5.10 EFETIVIDADE DO TROCADOR DE CALOR.....	48
CAPÍTULO VI	49
CONCLUSÕES	49
REFERÊNCIAS	52
ANEXO A – Massas molares dos produtos da combustão	56
ANEXO B – Calores específicos dos gases de exaustão em função da temperatura	57
ANEXO C – Composição mássica dos gases de exaustão em função da potência.....	58
APÊNDICE A – Cálculo das taxas de calor a serem retiradas dos gases de exaustão com o auxílio do MATHCAD®	59
APÊNDICE B – Tabela dos dados referentes ao rendimento térmico do motor Perkins ottolizado	61

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Alguns exemplos de superfícies estendidas. (a) aleta longitudinal de perfil retangular; (b) tubo cilíndrico com aletas longitudinais de perfil retangular; (c) aleta longitudinal com perfil trapezoidal; (d) aleta longitudinal com perfil parabólico; (e) tubo cilíndrico com aleta radial de perfil retangular; (f) tubo cilíndrico com aleta radial de perfil trapezoidal; (g) aleta de pino cilíndrico; (h) aleta de pino cônico; (i) aleta de pino parabólico. Fonte: Kraus (2001).....	05
Figura 2.2 – Aleta longitudinal de perfil arbitrário. Fonte: Adaptado de Kraus (2001).....	06
Figura 2.3 – Aleta longitudinal de perfil retangular. Fonte: Adaptado de Holman (1983).....	07
Figura 2.4 – Eficiência de aletas de perfil retangular, triangular e parabólico. Fonte: Adaptado de Çengel e Ghajar (2012).....	12
Figura 3.1 – Rendimento térmico do ciclo Otto em função da relação de compressão. Fonte: Wylen <i>et al</i> (1995).....	18
Figura 3.2 – Influência o ângulo de ignição na pressão interna do cilindro. Fonte: Adaptado de Edson (2012).....	19
Figura 4.1 – Motor Perkins 1104-44TAG2 ottolizado.....	23
Figura 4.2 – Dinamômetro hidráulico.....	24
Figura 4.3 – Medidor de vazão de gás.....	25
Figura 4.4 – Sensor de temperatura dos gases de escape: (a) Termopar; (b) leitor digital de temperatura.....	25
Figura 4.5 – Sensor de temperatura da água de arrefecimento do motor.....	26
Figura 4.6 – Posição da tomada de pressão no coletor de escape: (a) tomada de pressão; (b) manômetro analógico	26
Figura 4.7 – Posição do manômetro no coletor de admissão.....	27
Figura 4.8 – Anemômetro AN – 4870.....	27
Figura 4.9 – Analisador de gases Discovery G4.....	28
Figura 4.10 – Tela do software do analisador de gases.....	28
Figura 4.11 – Sistema de arrefecimento alternativo.....	29
Figura 4.12 – Refrigeração do aftercooler.....	30
Figura 5.1 – Projeto 3D do trocador de calor de tubo aletado.....	34
Figura 5.2 – Instalação do trocador de calor de tubo aletado.....	35
Figura 5.3 – Seções do trocador de calor.....	36

Figura 5.4 – Fluxograma do projeto do trocador de calor.....	37
Figura 5.5 - Refrigeração da seção I do trocador de calor utilizando um eletroventilador.....	39
Figura 5.6 – Temperatura dos gases de escape em função da potência o motor Perkins.....	39
Figura 5.7 – Comparação entre as temperaturas dos gases de exaustão obtidas nos testes e as calculadas no projeto do trocador de calor.....	41
Figura 5.8 – Pressão de admissão em função da potência do motor Perkins.....	41
Figura 5.9 – Contrapressão em função da potência do motor Perkins.....	42
Figura 5.10 – Comparação entre as pressões de escape calculadas no projeto do trocador de calor e as obtidas nos testes do motor Perkins.....	43
Figura 5.11 – Fator lambda em função da potência do motor Perkins.....	44
Figura 5.12 – Consumo de gás natural em função da potência do motor Perkins.....	45
Figura 5.13 – Rendimento térmico em função da potência do motor Perkins.....	45
Figura B.1 - Calores específicos dos gases de exaustão em função da temperatura. Fonte: Ferraz (2014).....	57

LISTA DE TABELAS

Tabela 5.1 – Dimensões do trocador de calor.....	38
Tabela 5.2 – Níveis de emissões gasosas do motor Perkins obtidos neste trabalho.....	46
Tabela 5.3 – Níveis de emissões gasosas do motor Perkins obtidos por Ferraz (2014).....	47
Tabela A.1 – Massa molar dos produtos da combustão do Gás Natural.....	56
Tabela C.1 - Composição mássica dos gases de exaustão em função da potência.....	58
Tabela A.2 – Dados da potência motriz, do consumo, da vazão mássica, da energia de combustão e do rendimento térmico.....	61

NOMENCLATURA

MCI – Motor de Combustão Interna

ICO – Ignição por compressão

ICE – Ignição por centelha

PMI – Ponto Morto Inferior

PMS – Ponto Morto Superior

LI – Laboratório de Inovação

GN – Gás Natural

GLP – Gás Liquefeito do Petróleo

A – área superficial (m^2)

C_1 – constante de integração

C_2 – constante de integração

C_c – cilindrada do motor (mm^3)

cec – consumo específico de combustível

D – diâmetro do tubo

$f_2(x)$ – curva delimitadora do perfil da aleta em função da coordenada x

f – fator de atrito

g – aceleração da gravidade (m/s^2)

h – coeficiente de transferência de calor por convecção ($\text{W/m}^2.\text{K}$)

k – condutividade térmica (W/m.K)

L – comprimento da aleta (m)

$\dot{m}_c$ – vazão mássica de combustível (kg/s)

$\dot{m}_{ar}$ – vazão mássica de ar (kg/s)

Nu – número de Nusselt

n – número de aletas

N – rotação do motor (rot/s)

Pr – número de Prandtl

p – pressão (kPa)

p_{me} – pressão média efetiva (kPa)

P – perímetro da aleta (m)

q – taxa de transferência de calor (W)

Q_{PCI} – poder calorífico inferior (kcal/m³)

Ra – número de Rayleigh

Re – número de Reynolds

s – entropia específica (kJ/kg.K)

t_c – taxa de compressão ou relação de compressão

T – temperatura (°C)

T_M – número de tempos do motor

T_∞ - Temperatura do fluido na corrente livre (°C)

v – volume específico (m³/kg)

V_{PMS} – Volume da câmara de combustão com o pistão no ponto morto superior (m³)

V_{PMI} – Volume da câmara de combustão com o pistão no ponto morto inferior (m³)

W – trabalho (J)

$\dot{W}_{eixo}$ – potência motriz (W)

w – largura da aleta (m)

LETRAS GREGAS

α – difusividade térmica (m²/s)

β – coeficiente de expansão volumétrica (1/K)

δ – espessura da aleta (m)

ε – emissividade do material

$\eta_{\text{térmico}}$ – rendimento térmico

θ – excesso de temperatura ($^{\circ}\text{C}$)

λ – fator lambda

ν – viscosidade cinemática do fluido (m^2/s)

σ – constante de Stefan-Boltzmann ($\text{W}/\text{m}^2 \text{K}^4$)

φ – eficácia

ρ_{ar} – massa específica do ar (kg/m^3)

SUBSCRITOS

a – aleta

b – base da aleta

conv – convecção

e - externo

est - estequiométrico

esp – especificado

ent – entrada

o - otimizado

r – radiação

s – superfície

sai – saída

tot - total

CAPÍTULO I

1.1 INTRODUÇÃO

O modelo de cobrança tarifária praticado pelas concessionárias de energia elétrica tem tornado cada vez mais oneroso para empresas, principalmente as de grande porte, consumirem energia elétrica no horário de pico (18 às 21 h). Nesse horário, a tarifa pode custar até 3 vezes mais do que fora desse intervalo, a depender da distribuidora. Diante desse fato, a utilização de Gás Natural (GN) para a geração de energia elétrica pode trazer uma economia de até 50% em alguns casos (COMGAS, 2017; CPFL, 2017).

Em meados de 1970, após a crise do petróleo, o governo brasileiro intensificou a busca por fontes alternativas de energia. Nesse sentido, o GN ganhou destaque como combustível para uso em motores, de forma parcial ou de forma total, por ser uma fonte de energia segura, versátil e econômica. Ademais, sua queima gera baixa emissão de poluentes, devido a uma queima mais limpa e eficiente (FERRAZ, 2014; COMGAS, 2017). A produção média de GN no Brasil no ano de 2016 foi de 103,8 milhões de m³/dia, já o consumo médio foi de 80,26 milhões de m³/dia. Cerca de 51% desse consumo é devido ao consumo industrial e 37% provém da geração de energia elétrica (MME, 2016).

Grupos geradores são utilizados como fonte principal ou como fonte auxiliar, para suprir a necessidade de energia elétrica em diversos setores da economia como, por exemplo, na indústria, hotéis e hospitais. Esses grupos são constituídos por um gerador de energia elétrica, acionado por um motor de combustão interna, tipicamente a Diesel, sendo este alimentado por um combustível (diesel, álcool, gás natural e outros). A utilização de grupos geradores a Diesel se justifica apenas em situações especiais (interrupções de fornecimento da rede, horários de maior demanda e em localidades distantes da rede elétrica), pois, devido ao custo do Diesel, seu consumo na geração contínua de energia elétrica não compete economicamente com outros energéticos. Diante disso, a possibilidade de se utilizar gás natural, com preço mais atraente, em motores Diesel, constitui uma oportunidade interessante (PEREIRA *et al*, 2005; STEMAC, 2017).

Com o objetivo de explorar, ainda mais, o potencial do gás natural e torná-lo definitivamente uma fonte alternativa viável para a produção de energia elétrica, o

Laboratório de Inovação (LI) da Universidade Federal da Paraíba desenvolveu uma técnica inovadora para a conversão de motores diesel. O LI desenvolve desde o ano 2008 projetos relativos à conversão de motores de diesel para operarem com gás natural (GN), gás liquefeito do petróleo (GLP), gás pobre proveniente de gaseificadores de biomassa e etanol. O sistema proposto utiliza material nacional, o que reduz custos e, além disso, o processo de conversão é totalmente reversível (JAGUARIBE et al, 2007). Os principais autores de estudos referentes à conversão de motores no Laboratório de Inovação da UFPB são: Rumão (2008, 2013), Queiroga (2009, 2012), Oliveira (2009, 2012) e Ferraz (2010, 2014).

Algumas características do processo de conversão de motores diesel/GN são: aumento da temperatura do fluido de arrefecimento do motor, redução de ruído, aumento da vida útil do motor, redução da emissão de particulados e aumento da temperatura dos gases de exaustão, principalmente em motores turboalimentados (RUMÃO, 2013). Essa última característica pode causar um superaquecimento da turbina e, conseqüentemente, danos a mesma. Com isso, a potência do motor deve ser limitada ou os gases de exaustão devem ser resfriados à temperatura na qual a turbina possa operar sem risco de danos.

Além deste primeiro capítulo (Introdução e Objetivos), este trabalho foi dividido em mais cinco capítulos de forma a facilitar o entendimento do presente estudo.

O Capítulo II trata das superfícies estendidas (aletas), trazendo formulações e conceitos fundamentais para o desenvolvimento do trocador de calor.

O Capítulo III aborda os principais parâmetros relativos ao funcionamento dos motores de combustão interna que são utilizados para a análise do motor em estudo.

O Capítulo IV descreve todos os aparatos e a metodologia utilizada na parte experimental deste trabalho.

No Capítulo V são expostos todos os resultados obtidos nos testes e suas respectivas análises.

Finalmente, no Capítulo VI, são expostas as conclusões deste estudo.

1.2 OBJETIVO GERAL

Este trabalho tem como objetivo projetar, construir e testar um trocador de calor para o resfriamento dos gases de exaustão do motor Perkins 1104-44TAG2, turboalimentados, otolizado para gás natural.

1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Projetar e construir um trocador de calor a ser inserido a montante da turbina;
- Realizar testes com o trocador de calor desenvolvido;
- Avaliar a influência do resfriamento dos gases de exaustão no desempenho do motor em estudo;
- Analisar, a depender da potência do motor, o seu consumo de combustível, a temperatura dos gases de escape e a contrapressão no coletor de escape;
- Analisar a efetividade do trocador de calor;

CAPÍTULO II

SUPERFÍCIES ESTENDIDAS

2.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo é feito um estudo sobre as superfícies estendidas (aletas). Será feita uma análise da taxa de transferência de calor por convecção e radiação, da eficiência, eficácia e parâmetros de otimização de aletas.

2.2 TIPOS DE ALETAS

A transferência de calor por convecção entre uma superfície sólida e um fluido é definida pela lei do resfriamento de Newton, Eq. (2.1), isto é, a taxa de transferência de calor está relacionada à diferença de temperatura entre a superfície (T_s) e o fluido na corrente livre (T_∞) e à área superficial (A). O parâmetro h é chamado de coeficiente de transferência de calor por convecção (HOLMAN, 1983).

$$q_{\text{conv}} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (2.1)$$

Em situações em que as temperaturas T_s e T_∞ são inerentes ao projeto, há dois modos de aumentar a taxa de transferência de calor: aumentando o coeficiente de transferência de calor por convecção ou aumentando a área superficial. O primeiro caso pode requerer a instalação de bombas ou ventiladores, ou trocar estes por ventiladores maiores, mas esse procedimento pode não ser prático ou adequado. Assim, a melhor alternativa é aumentar a área superficial com o uso de aletas (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

A área superficial pode ser estendida de duas maneiras. Na primeira, a superfície estendida é integrada à base por meio de processo de fundição, extrusão, forjamento ou usinagem. Na segunda, a aleta é ligada à base por prensagem ou por soldagem (ARPACI, 1966). A Figura 2.1 mostra exemplos de superfícies estendidas.

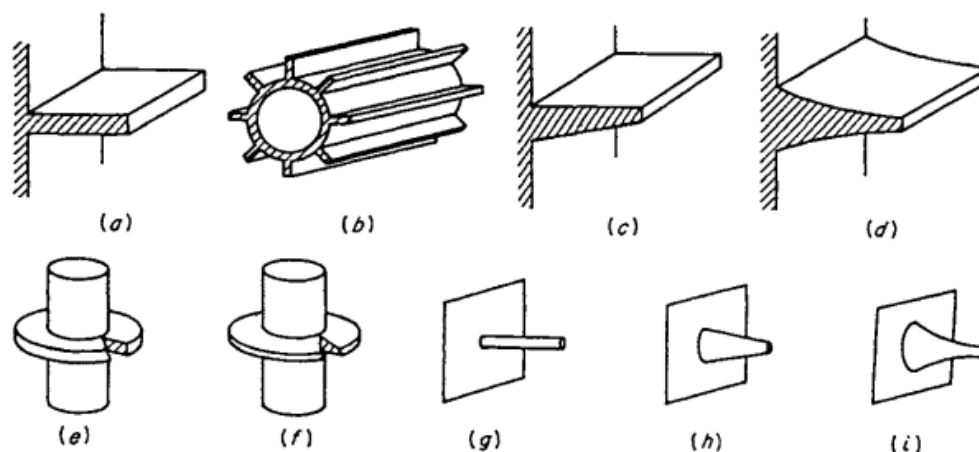


Figura 2.1 - Alguns exemplos de superfícies estendidas. (a) aleta longitudinal de perfil retangular; (b) tubo cilíndrico com aletas longitudinais de perfil retangular; (c) aleta longitudinal com perfil trapezoidal; (d) aleta longitudinal com perfil parabólico; (e) tubo cilíndrico com aleta radial de perfil retangular; (f) tubo cilíndrico com aleta radial de perfil trapezoidal; (g) aleta de pino cilíndrico; (h) aleta de pino cônico; (i) aleta de pino parabólico. Fonte: Kraus (2001).

2.2 A EQUAÇÃO DA ALETA

Para a formulação da equação da aleta, Kraus (2001) faz as seguintes considerações:

1. O fluxo de calor na aleta e sua temperatura permanecem constantes com o tempo;
2. O material da aleta é homogêneo e isotrópico, ou seja, suas propriedades são as mesmas em qualquer direção;
3. O coeficiente convectivo nas faces da aleta é constante e uniforme em toda sua superfície;
4. A temperatura média da vizinhança da aleta é uniforme;
5. A espessura da aleta é pequena quando comparada com sua altura e largura;
6. A temperatura da base da aleta é uniforme;
7. Não há resistência de contato entre a aleta e a base à qual está integrada;
8. Não há fontes de calor dentro da aleta em si;
9. A transferência de calor através da extremidade da aleta é desprezível quando comparada com a troca de calor pelas superfícies laterais.

A equação diferencial para o perfil de temperatura é formulada através de um balanço de energia no elemento diferencial dx , ver Figura 2.2. O eixo x está relacionado com o comprimento da aleta, que tem origem na extremidade da aleta e orientação positiva da extremidade para a base da aleta. A aleta possui um perfil arbitrário, simétrico, delimitado pelas curvas $y = f_2(x)$ e $y = -f_2(x)$, logo, a espessura da aleta será $\delta(x) = 2f_2(x)$. A seção transversal é definida como $A(x) = 2wf_2(x)$, onde w é a largura da aleta. O parâmetro $\theta(x)$ representa o excesso de temperatura em função da coordenada x . Assim, o excesso de temperatura entre um ponto na superfície da aleta e a sua vizinhança é definida como $\theta(x) = T(x) - T_\infty$. (KRAUS, 2001)

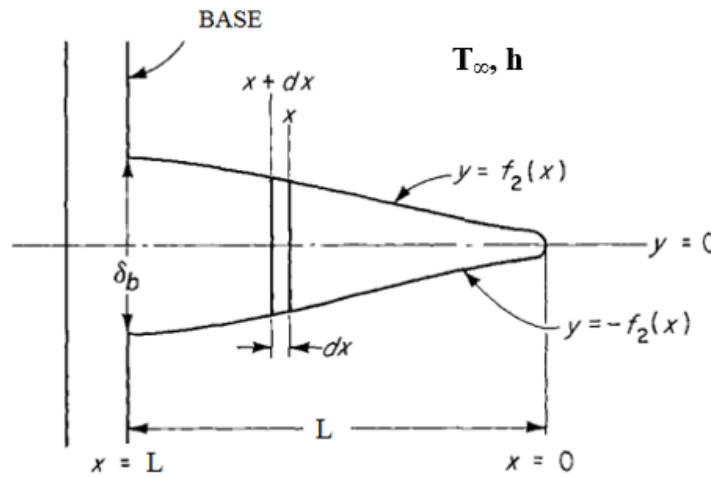


Figura 2.2 – Aleta longitudinal de perfil arbitrário. Fonte: Adaptado de Kraus (2001).

Segundo Kraus (2001), a equação da aleta de perfil arbitrário é dada por:

$$2wf_2(x) \frac{d^2\theta}{dx^2} + 2w \frac{df_2(x)}{dx} \frac{d\theta}{dx} - \frac{2h}{k} \theta = 0 \quad (2.2)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção e k é a condutividade térmica do material da aleta.

Para uma aleta longitudinal de perfil retangular, ver Figura 2.3, a função $f_2(x)$ é dada por:

$$f_2(x) = \frac{\delta_b}{2} \quad (2.3)$$

onde δ_b é a espessura da aleta na base. No perfil retangular $\delta_b = \delta$.

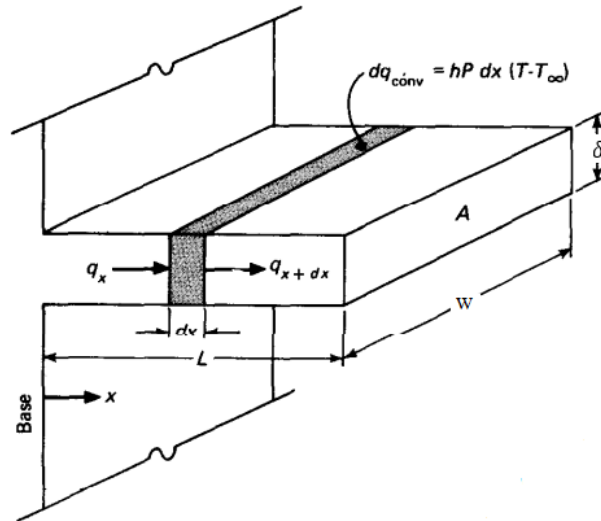


Figura 2.3 – Aleta longitudinal de perfil retangular. Fonte: Adaptado de Holman (1983).

Substituindo a Eq. (2.3) na Eq. (2.2), obtém-se uma equação diferencial linear e homogênea de segunda ordem, com coeficientes constantes. Essa equação representa a equação diferencial governante de uma aleta longitudinal de perfil retangular.

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - m^2\theta = 0 \quad (2.4)$$

onde

$$m^2 = \frac{hP}{kA} \quad (2.5)$$

e a variável P é o perímetro da aleta e A a área da seção transversal. A solução geral da Eq. (2.4) é dada por:

$$\theta(x) = C_1 e^{mx} + C_2 e^{-mx} \quad (2.6)$$

onde C_1 e C_2 são constantes arbitrárias cujos valores são determinados a partir das condições de contorno na base e na ponta da aleta.

A Eq. (2.4) pode ser solucionada considerando quatro casos. No primeiro caso, a aleta é considerada muito longa e a temperatura da extremidade da aleta é a mesma do fluido ambiente. No segundo caso, a extremidade da aleta é isolada, isto é, não há fluxo de calor na ponta da aleta, $dT/dx = 0$. Já no terceiro caso, a temperatura na ponta da aleta é especificada. E no último caso, a aleta tem comprimento finito e troca calor por convecção pela sua extremidade.

2.2.1 Aleta de comprimento infinito

Para uma aleta suficientemente comprida e de seção transversal uniforme, sua temperatura na ponta aproxima-se da temperatura ambiente T_∞ e, portanto, θ tende a zero.

As condições de contorno utilizadas para a solução da Eq. (2.4), para esse caso, são:

$$\begin{aligned}\theta &= \theta_b \quad \text{em} \quad x = 0 \\ \theta &= 0 \quad \text{em} \quad x = \infty\end{aligned}$$

A variação de temperatura ao longo da aleta é expressa como:

$$\frac{T(x) - T_\infty}{T_b - T_\infty} = e^{-mx} \quad (2.7)$$

A taxa de transferência de calor em toda aleta pode ser determinada pela lei de Fourier da condução de calor, $q = -kA(dT/dx)_{x=0}$, assim:

$$q = \sqrt{hPkA} (T_b - T_\infty) \quad (2.8)$$

2.2.2 Aletas com extremidade isolada

Uma outra forma de solução é considerar que a aleta possui um comprimento finito, porém a troca de calor pela extremidade da aleta é desprezível, ou seja, considera-se que a ponta da aleta é adiabática.

As condições de contorno para esse caso são:

$$\begin{aligned}\theta &= \theta_b \quad \text{em} \quad x = 0 \\ \frac{d\theta}{dx} &= 0 \quad \text{em} \quad x = L\end{aligned}$$

Portanto, a variação de temperatura ao longo da aleta é expressa como:

$$\frac{T(x) - T_{\infty}}{T_b - T_{\infty}} = \frac{\cosh m(L-x)}{\cosh mL} \quad (2.9)$$

Daí, tem-se que a taxa de transferência de calor em toda aleta pode ser determinada pela lei de Fourier da condução, logo:

$$q = \sqrt{hPkA} (T_b - T_{\infty}) \tanh mL \quad (2.10)$$

2.2.3 Temperatura na ponta da aleta especificada

Nesse caso, a temperatura na ponta da aleta T_P é especificada e as condições de contorno do problema são:

$$\begin{aligned}\theta &= \theta_b \quad \text{em} \quad x = 0 \\ \theta &= \theta_P \quad \text{em} \quad x = L\end{aligned}$$

A variação de temperatura ao longo da aleta é expressa como:

$$\frac{T(x) - T_{\infty}}{T_b - T_{\infty}} = \frac{[(T_L - T_{\infty})/(T_b - T_{\infty})]\sinh mx + \sinh m(L-x)}{\sinh mL} \quad (2.11)$$

E, portanto, a taxa de transferência de calor em toda aleta é dada por:

$$q = \sqrt{hPkA} (T_b - T_{\infty}) \frac{\cosh mL - [(T_P - T_{\infty})/(T_b - T_{\infty})]}{\sinh mL} \quad (2.12)$$

2.2.4 Convecção a partir da extremidade da aleta

Na prática, as aletas também trocam calor pela sua extremidade. No entanto, a solução para a Eq. (2.4) para este caso é bastante complexa. Uma forma de contornar essa dificuldade é a utilização do comprimento corrigido da aleta, $L_c = L + A/P$. A vantagem de se utilizar esse comprimento corrigido é que as aletas submetidas à convecção em sua extremidade podem ser tratadas como aletas com pontas isoladas substituindo o comprimento da aleta pelo comprimento corrigido nas Eq. (2.9) e Eq. (2.10). Essa aproximação traz bons resultados quando o coeficiente convectivo na ponta da aleta é quase o mesmo que em sua superfície lateral e quando a variação de temperatura próxima a extremidade da aleta é pequena ($mL \geq 1$) (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

2.3 TROCA DE CALOR POR RADIAÇÃO

Para o caso em que as aletas operem com temperaturas elevadas, a troca de calor por radiação não pode ser desprezada.

Segundo Kraus (2001), a troca de calor por radiação entre uma aleta longitudinal retangular e o espaço que a envolve é dada por:

$$q_r = Lk\delta w T_b \left\{ \frac{K_1 T_b^3}{2k\delta} \left[\frac{4(Z-1)}{5Z^5} \right]^{1/2} \left(\Phi - 5Z^4 \frac{K_2}{K_1 T_b^4} \right) \right\}^{1/2} \quad (2.13)$$

onde

$$\Phi = Z^4 + Z^3 + Z^2 + Z + 1 \quad (2.14a)$$

$$Z = T_b / T_{amb} \quad (2.14b)$$

O parâmetro Z é chamado de razão de temperatura, que é a razão entre a temperatura da base T_b e a temperatura do ambiente T_{amb} . A constante K_1 é um fator multiplicador relacionado à dissipação do calor por radiação em ambos os lados da aleta, $K_1 = 2\sigma\epsilon$, onde σ é a constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5,699 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$) e ϵ é a emissividade do material da aleta. Já a constante K_2 indica o fluxo de calor que é transferido por radiação do

ambiente para a aleta, por exemplo, por radiação solar ou por radiação de outras superfícies. A condutividade térmica k é constante.

2.4 EFICIÊNCIA DA ALETA

De acordo com Holman (1983), a eficiência de uma aleta é definida pela seguinte relação:

$$\text{Eficiência da aleta} = \eta_{a,c} = \frac{\text{calor realmente transferido pela aleta}}{\text{calor que seria transferido se toda aleta estivesse à temperatura da base}}$$

Esse parâmetro indica a eficiência de uma aleta em transferir uma dada quantidade de calor. Para uma aleta longitudinal de perfil retangular, a eficiência, com relação apenas à convecção, é dada por:

$$\eta_{a,c} = \frac{\tanh mL_c}{mL_c} \quad (2.15)$$

A Figura 2.4 mostra a eficiência para três perfis de aletas (retangular, triangular e parabólico) em relação ao parâmetro adimensional ξ definido por:

$$\xi = L_c^{3/2} \left(\frac{h}{kA_c} \right)^{1/2} \quad (2.16)$$

onde A_c é a área corrigida, que no caso do perfil retangular, $A_c = L_c\delta$.

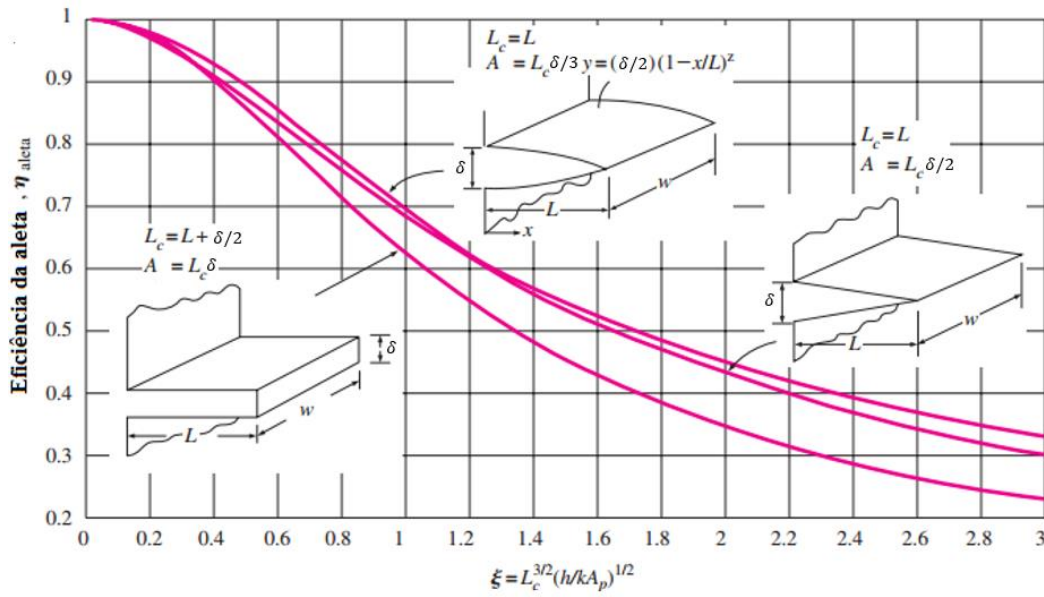


Figura 2.4 – Eficiência de aletas de perfil retangular, triangular e parabólico.

Fonte: Adaptado de Çengel e Ghajar (2012).

Nota-se que as aletas de perfil triangular e parabólico são mais eficientes e contêm menos material que as de perfil retangular, isto é, são mais leves e, portanto, são usadas em aplicações que exijam peso mínimo. No entanto, as aletas de perfil retangular são de mais fácil construção. Por esse motivo, o perfil retangular foi escolhido para este estudo.

Kraus (2001) demonstra que a eficiência de uma aleta longitudinal de perfil retangular trocando calor apenas por radiação, considerando que a aleta não recebe calor do ambiente ($K_2 = 0$), é dada por:

$$\eta_{a,r} = \frac{q_r}{2\sigma\epsilon L w T_b^4} \quad (2.17)$$

onde q_r é a taxa de transferência de calor por radiação, Eq. (2.13).

A eficiência total, na qual envolve a troca de calor por convecção e radiação, é dada pela seguinte expressão:

$$\eta_{tot} = \frac{\sqrt{hPkA_c} (T_b - T_\infty) \tanh mL + q_r}{hA_c(T_b - T_\infty) + 2\sigma\epsilon L w T_b^4} \quad (2.18)$$

2.5 EFICÁCIA

A inclusão de aletas não garante um aumento da transferência de calor. Portanto, um estudo preliminar se faz necessário para analisar se o uso de aletas em determinados projeto irá, de fato, aumentar ou não a taxa de transferência de calor. Um parâmetro fundamental para essa análise é a efetividade. O desempenho das aletas deve ser avaliado em relação ao rendimento da transferência de calor para o caso sem aletas. Esse desempenho é expresso por meio da sua efetividade, φ_a , definida como:

$$\varphi_a = \frac{\text{Taxa de transferência de calor a partir da área da base } A_b}{\text{Taxa de transferência de calor a partir da superfície da base } A_b}$$

Uma eficácia $\varphi_a < 1$ indica que a aleta está funcionando como um isolante, dificultando a transferência de calor. No caso em que $\varphi_a > 1$, a transferência de calor é aumentada. O uso de aletas é justificado quando a eficácia for suficientemente maior que 1.

A eficácia de uma aleta longitudinal retangular é dada pela seguinte equação:

$$\varphi_a = \sqrt{\frac{Pk}{hA_c}} \tanh mL_c \quad (2.19)$$

Diante da Eq. (2.19), obtém-se algumas conclusões:

- A condutividade térmica dever ser a mais alta possível;
- A razão P/A_c deve ser a mais alta possível;
- O uso de aletas é mais eficaz quando o coeficiente de transferência de calor por convecção é baixo. Este fato justifica o uso de aletas quando o fluido é um gás e quando a transferência de calor é por convecção natural.

A taxa de transferência de calor para uma superfície contendo n aletas é dada por:

$$q_{c,\text{total}} = h(A_{\text{não aletada}} + \eta_a n A_{\text{aleta}})(T_b - T_\infty) \quad (2.20)$$

Além disso, podemos definir a eficácia global como a razão entre a transferência de calor a partir da superfície aletada e a transferência de calor a partir da mesma superfície sem aletas, o que resulta na seguinte expressão:

$$\varphi_{a,total} = \frac{A_{\text{não aletada}} + \eta_a n A_{\text{aleta}}}{A_{\text{sem aletas}}} \quad (2.21)$$

onde $A_{\text{sem aletas}}$ é a área da superfície quando não há aletas, A_{aleta} é a área da superfície de uma aleta e $A_{\text{não aletada}}$ é a área da parte não aletada da superfície.

2.6 COEFICIENTE CONVECTIVO EXTERNO

Uma das conclusões tiradas da Eq. (2.19) é que a eficácia de uma aleta é aumentada (mantendo os outros parâmetros constantes) quando o coeficiente de transferência de calor por convecção for relativamente pequeno. Esse coeficiente terá baixos valores quando o fluido envolvido for um gás e a troca de calor ocorrer por convecção natural.

Muitas vezes, a solução analítica para o cálculo do coeficiente convectivo é complexa. Uma forma mais simples é obtê-lo de forma aproximada é através de correlações empíricas. Niezgoda-Żelasko e Żelasko (2014) desenvolveram correlações empíricas para o número de Nusselt de tubos com aletas longitudinais sujeitos à convecção natural e forçada.

2.6.2 Convecção Natural

Niezgoda-Żelasko e Żelasko (2014) propuseram uma correlação empírica para o número de Nusselt (Nu) para tubos com aletas longitudinais sujeitos à convecção natural.

$$Nu = \frac{h_e D_e}{k} = 5,55 \times 10^{-5} \left(\frac{Ra}{10^4} \right)^{\left(\frac{21,24 \times 10^4}{Ra} + 3,151 \right)} \left(\frac{\pi D_e}{2nL + (\pi D_e - n\delta)} \right)^{0,15} \quad (2.22)$$

onde D_e é o diâmetro externo do tubo, h_e é o coeficiente convectivo externo das aletas, n é o número de aletas, L é a altura da aleta, δ é a espessura da aleta e Ra é o número de Rayleigh. Esse último é dado por:

$$Ra = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D_e^3}{\nu\alpha} \quad (2.23)$$

onde g é a aceleração gravitacional, β é o coeficiente de expansão volumétrica do fluido, T_s é a temperatura média da superfície da aleta, T_∞ é a temperatura do fluido externo, D_e é o diâmetro externo do tubo, ν é a viscosidade cinemática do fluido e α é a difusividade térmica do material das aletas. Todas as propriedades térmicas são avaliadas na temperatura do filme $T_f = 1/2(T_b + T_\infty)$.

A Eq. (2.23) é válida para $2,5 \times 10^4 < Ra < 9 \times 10^6$, além disso, essa equação pode ser usada para tubos nas posições vertical e horizontal, pois, a diferença entre os coeficientes de transferência de calor por convecção natural não diferem mais do que 1,5% (NIEZGODA-ŻELASKO e ŻELASKO, 2014).

3.6.3 Convecção Forçada

Niezgoda-Żelasko e Żelasko (2014) em seu estudo propuseram duas correlações empíricas para o número de Nusselt de tubos de aletas longitudinais sujeitos à convecção forçada. A primeira é para o caso onde o escoamento do fluido externo é longitudinal e a segunda, para o caso de escoamento transversal.

Para o caso onde o escoamento do fluido externo é longitudinal, a correlação para o número de Nusselt é dada por:

$$Nu = 1,99 \times 10^{-7} (Re.Pr)^{2,23} \left(\frac{\pi D_{ext}}{2nL + (\pi D_{ext} - n\delta)} \right)^{0,15} \quad (2.24)$$

onde Pr é o número de Prandtl e Re é o número de Reynolds. Esses números adimensionais são definidos por:

$$Re = \frac{V D_{ext}}{\nu} \quad (2.24a)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (2.24b)$$

onde V é a velocidade de escoamento do fluido externo. A Equação 2.24 é válida para $2000 < Re < 7000$. Todas as propriedades térmicas são avaliadas na temperatura do filme $T_f = 1/2(T_b + T_\infty)$.

Para o caso onde o escoamento do fluido externo é transversal, a correlação para o número de Nusselt é dada por:

$$Nu = 0,321 \left(\frac{Ra}{1000} \right) 1,45 \times 10^{-5} (Re Pr)^{1,681} \left(\frac{\pi D_{ext}}{2nL + (\pi D_{ext} - n\delta)} \right)^{0,15} \quad (2.25)$$

A Eq. (2.25) é válida para $2200 < Re < 7300$ e $1,5 \times 10^4 < Ra < 8,4 \times 10^4$.

2.7 OTIMIZAÇÃO DE ALETAS

Valores ótimos de comprimento L_o e espessura δ_o da aleta são aqueles nos quais a máxima quantidade de calor é dissipada. Kraus (2001) propôs equações para a otimização desses parâmetros para os casos em que a taxa de transferência de calor é especificada q_{esp} . Essa otimização leva em consideração apenas a troca de calor por convecção. As Eqs. (2.26) e (2.27) representam, respectivamente, a espessura ótima e o comprimento ótimo.

$$\delta_o = \frac{0,632}{hk} \left(\frac{q_{esp}}{\theta_b} \right)^2 \quad (2.26)$$

$$L_o = 0,798 \left(\frac{q_{esp}}{h\theta_b} \right) \quad (2.27)$$

CAPÍTULO III

PARÂMETROS DE OPERAÇÃO DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

3.1 INTRODUÇÃO

Nesse capítulo é feita uma breve revisão de alguns parâmetros de funcionamento dos motores de combustão interna utilizados durante o desenvolvimento desse trabalho. Esses parâmetros são: taxa de compressão, ângulo de ignição, relação ar/combustível, fator lambda, pressão média efetiva, rendimento térmico, consumo médio específico e eficiência volumétrica.

3.2 TAXA DE COMPRESSÃO

A taxa de compressão ou relação de compressão é um parâmetro geométrico dos motores de combustão interna definido pela razão entre o volume da câmara de combustão, quando o cilindro se encontra no ponto morto inferior (V_{PMI}) e seu volume quando o cilindro se encontra no ponto morto superior (V_{PMS}), ver Eq. (3.1).

$$t_c = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} \quad (3.1)$$

No ciclo ar-padrão Otto o rendimento do ciclo depende apenas da taxa de compressão, ou seja, aumentando-se a taxa de compressão o rendimento do ciclo irá aumentar, ver Figura 3.1. No entanto, em MCI's de ciclo Otto há um limite para o aumento dessa taxa de compressão. O motivo para tal limitação deve-se ao fato da possibilidade de autoignição da mistura ar/combustível. A autoignição resulta em ondas de alta pressão nos cilindros que pode levar a perdas de potência e causar danos ao motor (MORAN *et al*, 2013; WYLEN *et al*, 1995).

Em motores de ciclo Diesel não ocorre problema de autoignição pois, diferentemente dos motores de ciclo Otto, apenas ar é comprimido durante a fase de compressão. Assim, motores de ignição por compressão (ICO) podem trabalhar com taxas de compressão mais altas do que as dos motores de ignição por centelha (ICE).

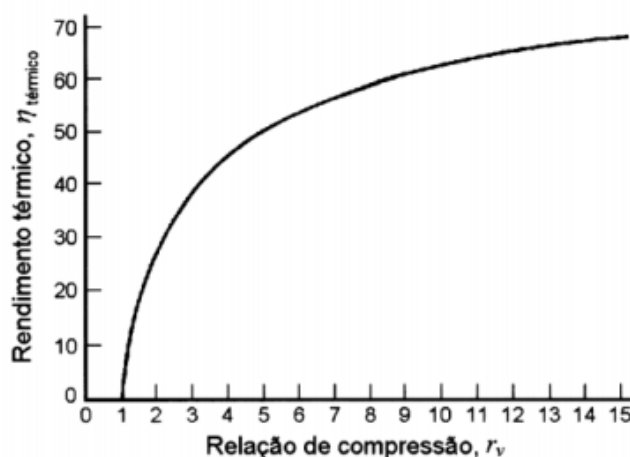


Figura 3.1 – Rendimento térmico do ciclo Otto em função da relação de compressão.

Fonte: Wylen *et al* (1995).

3.3 ÂNGULO DE IGNIÇÃO

Para a obtenção de um maior torque e potência no MCI o processo de combustão deve ocorrer próximo ao PMS. Para que isso ocorra, a ignição deve ser controlada a fim de que se tenha o máximo valor de pressão logo após o PMS, ou seja, a centelha deve ocorrer com um certo avanço (antes) em relação ao ponto morto superior. Com o avanço do ângulo de ignição a pressão interna no cilindro vai aumentando e, conseqüentemente, o torque e a potência. Entretanto, a partir de um certo valor, o aumento desse ângulo resulta em uma diminuição do torque devido ao aumento de pressão durante a subida do pistão para o PMS. Avanços excessivos podem dar origem ao *knock* (batida de pino). O *knock* causa flutuações de pressão no interior do cilindro, levando a perda de potência.

A Figura 3.2 mostra como o avanço do ângulo de ignição influencia na pressão interna do cilindro. As curvas 1 e 3, com ângulos de ignição em Z_a e Z_c , respectivamente, demonstram uma combustão controlada. Já a curva 2, com ângulo de ignição em Z_b , mostra

uma flutuação de pressão no interior do cilindro causada pelo excessivo avanço do ângulo de ignição.

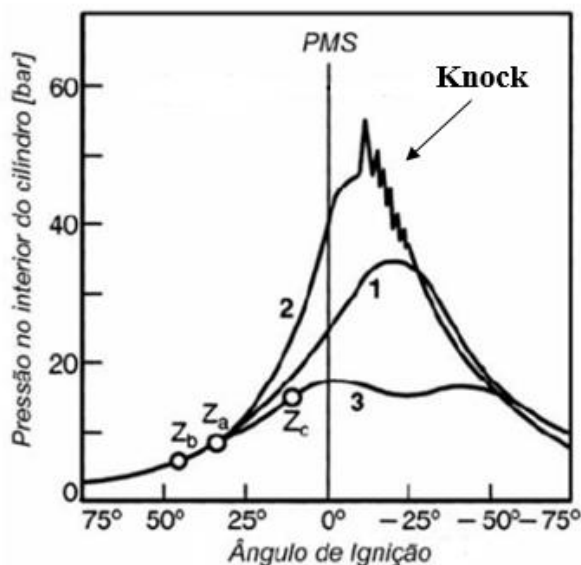


Figura 3.2 – Influência do ângulo de ignição na pressão interna do cilindro. Fonte: Adaptado de Edson (2012).

3.4 RELAÇÃO AR/COMBUSTÍVEL E FATOR LAMBDA

Durante o processo de combustão o combustível deve ser misturado com uma certa quantidade de ar admitido pelo motor. Quando essa quantidade de ar é suficiente para que todo o combustível seja queimado, essa mistura ar/combustível é dita estequiométrica, $(ar/combustível)_{est}$. Já quando há um excesso de ar essa mistura é considerada pobre e quando ocorrer o contrário a mistura é considerada rica (MARTINS, 2006).

Para uma análise da mistura ar/combustível utiliza-se o fator lambda. Esse parâmetro indica se a mistura está pobre ou rica e é definida como:

$$\lambda = \frac{\left(\frac{ar}{combustível}\right)}{\left(\frac{ar}{combustível}\right)_{est}} \quad (3.2)$$

Quando $\lambda = 1$ a mistura é estequiométrica, para $\lambda < 1$ a mistura é rica e $\lambda > 1$ é mistura pobre.

O fator lambda pode ser usado para analisar alguns parâmetros de um MCI como potência, consumo de combustível e temperatura da chama. A potência e o consumo de combustível tendem a diminuir com o aumento do fator lambda e vice-versa. Já a temperatura de chama, e consequentemente dos gases de escape, tendem a aumentar com a diminuição do fator lambda.

3.5 PRESSÃO MÉDIA EFETIVA

A pressão no interior do cilindro está constantemente mudando durante o ciclo. Portanto, uma pressão média do ciclo (pressão média efetiva) pode ser definida como:

$$p_{me} = \frac{\dot{W}_{eixo} T_M}{2 C_c N} \quad (3.3)$$

onde $\dot{W}_{eixo}$ é a potência de eixo, T_M é o número de tempo do motor, C_c a cilindrada e N a rotação do motor. Esse é um importante parâmetro para a comparação de motores pois independe do tamanho do motor e/ou da sua velocidade (PULKRABEK, 2003).

3.6 RENDIMENTO TÉRMICO E CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL

O consumo específico mede a quantidade de combustível consumido por unidade de potência. Esse parâmetro indica a eficiência com que o motor utiliza o combustível para a produção de trabalho de eixo.

$$cec = \frac{\dot{m}_c}{\dot{W}_{eixo}} \quad (3.4)$$

Na Eq. (3.4) a variável $\dot{m}_c$ é a vazão mássica de combustível e $\dot{W}_{eixo}$ é a potência de eixo.

O rendimento térmico ou eficiência de conversão de combustível é definido com a razão entre o trabalho produzido por ciclo e a quantidade de energia do combustível fornecida por ciclo. Essa energia é dada pela multiplicação do poder calorífico do combustível pela vazão mássica do mesmo. O poder calorífico é determinado por testes padronizados no qual uma quantidade definida de combustível é totalmente queimada, e

então, a energia térmica liberada durante o processo de combustão é absorvida por um calorímetro enquanto os produtos da combustão resfriam até a sua temperatura inicial (HEYWOOD, 1988).

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_{\text{eixo}}}{\dot{m}_c Q_{\text{PCI}}} \quad (3.5)$$

O parâmetro Q_{PCI} é o poder calorífico inferior do combustível.

3.7 EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA

Durante o processo de admissão a quantidade de ar que entra nos cilindros é restringido pelo sistema de admissão - filtro de ar, corpo de borboleta, dutos de admissão, porta e válvula de admissão. Um parâmetro usado para medir a eficiência com que o motor admite o ar é chamado de eficiência volumétrica. Esse parâmetro é definido como:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{\text{ar}} T}{2 \rho_{\text{ar}} C_c N} \quad (3.6)$$

onde $\dot{m}_{\text{ar}}$ é a vazão mássica de ar admitido, ρ_{ar} a massa específica, C_c a cilindrada do motor, N a rotação do motor e T seu número de tempos.

Fatores como pressão, umidade e temperatura ambiente influenciam na quantidade de ar admitido pelo motor afetando, assim, a potência de saída. Para corrigir os efeitos desses fatores sob a análise da eficiência volumétrica um fator de correção, FC , é usado para ajustá-la. O uso desse fator de correção torna o cálculo da eficiência volumétrica mais acurada e gera valores mais precisos para comparação entre motores (HEYWOOD, 1988).

$$FC = \frac{p_{p,d}}{p_m - p_{v,m}} \left(\frac{T_{\text{amb}}}{T_p} \right)^{1/2} \quad (3.7)$$

Onde $p_{p,d}$ é a pressão absoluta padrão do ar seco (736,6 mmHg), p_m é a pressão absoluta medida do ar ambiente, $p_{v,m}$ é a pressão de vapor d'água medido, T_{amb} é a temperatura ambiente medida e T_p é a temperatura ambiente padrão (29,4 °C).

CAPÍTULO IV

DESENVOLVIMENTO EXPERIMENTAL

4.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo se descreve os aparatos experimentais e os métodos utilizados para o desenvolvimento deste trabalho.

4.2 APARATOS UTILIZADOS

4.2.1 O motor

O motor utilizado nos testes é o Perkins 1104-44TAG2 otolizado para operar com gás natural, turboalimentado. Esse é um motor de 4 cilindros em linha cuja potência máxima operando com diesel é de 112,4 kW (152,8 cv) a 1800 rpm. A Figura 4.1 mostra o motor já convertido. A ordem de ignição é 1– 3 – 4 – 2, onde o 1 é cilindro mais próximo ao radiador. A cilindrada original desse motor é $4,392 \times 10^6 \text{ mm}^3$ ou 4,4 L e taxa de compressão original de 18,2:1.



Figura 4.1 – Motor Perkins 1104-44TAG2 otolizado.

4.2.2 O dinamômetro

Ao eixo do motor em estudo foi acoplado um dinamômetro, modelo DYNOTECH 820.D, de freio hidráulico, com capacidade nominal de 500 cv, para a análise da sua rotação e potência, ver Figura 4.2. Esse dinamômetro utiliza a água de um reservatório de 10 mil litros localizado do lado de fora do LI. Para a circulação da água pelo freio hidráulico são utilizadas duas bombas, uma para a entrada de água no dinamômetro e outra para a retirada deste para o reservatório. Essa água bombeada também é utilizada para a refrigeração do dinamômetro.

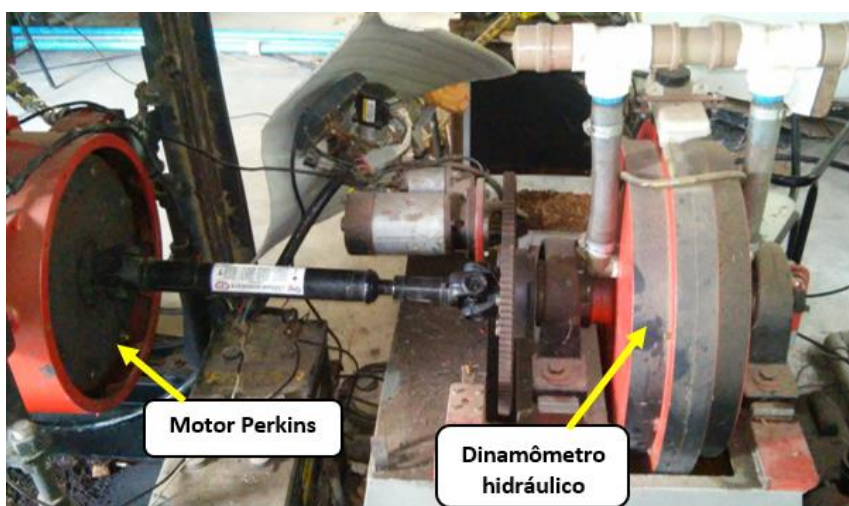


Figura 4.2 – Dinamômetro hidráulico.

O dinamômetro possui uma bancada de controle. Nessa bancada as cargas são impostas ao motor de forma manual. Os dados de potência, torque e rotação do motor são monitorados em tempo real através do software do dinamômetro DYNOTECH 820.D.

4.2.3 Sistema de medição do gás natural

O consumo de gás natural pelo motor é feito através de um medidor de vazão volumétrica fabricado pela Delta, modelo G16, instalado pela empresa PBGÁS, ver Figura 4.3. Esse medidor permite fazer a leitura analógica do volume de gás natural consumido e, ainda, faz a correção dos valores dessa leitura em função da pressão e da temperatura ambiente. A resolução desse leitor é de 0,001 m³.



Figura 4.3 – Medidor de vazão de gás.

4.2.4 Medidores de temperatura e pressão

O valor da temperatura dos gases de exaustão é obtido através de um leitor digital no qual está conectado a um termopar, tipo K, instalado no tubo de escapamento a jusante da turbina, ver Figura 4.4. Os termopares do tipo K são feitos de cromel (cromo + níquel) e alumel (alumínio e níquel) cuja faixa de operação geralmente é de $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $1200\text{ }^{\circ}\text{C}$. A resolução do leitor digital é de $1\text{ }^{\circ}\text{C}$.



(a)



(b)

Figura 4.4 – Sensor de temperatura dos gases de escape: (a) Termopar; (b) leitor digital de temperatura.

A temperatura da água de arrefecimento do motor é coletada por um sensor de temperatura acoplado ao cabeçote, ver Figura 4.5.

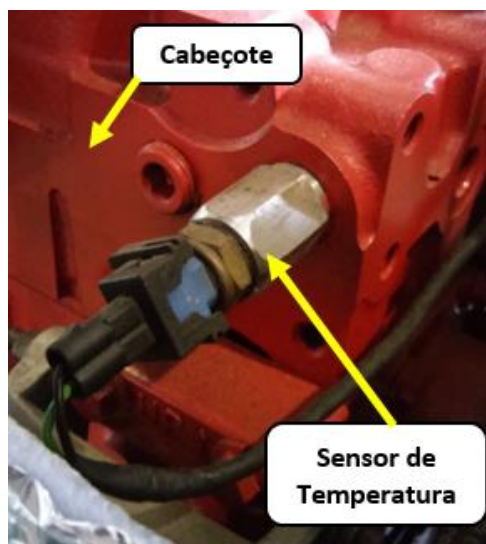


Figura 4.5 – Sensor de temperatura da água de arrefecimento do motor.

A medição da contrapressão é feita por um manômetro analógico, da fabricante Zürich, cuja tomada de pressão está localizada no coletor de escape, ver Figura 4.6. Para a leitura da pressão de admissão é utilizado um manômetro analógico, posicionado no coletor de admissão, após o *aftercooler* (trocador de calor cuja finalidade é resfriar os gases comprimidos pelo turbocompressor), ver Figura 4.7. Em ambos os manômetros a resolução é de 0,05 kgf/cm².



(a)



(b)

Figura 4.6 – Posição da tomada de pressão no coletor de escape: (a) tomada de pressão; (b) manômetro analógico.

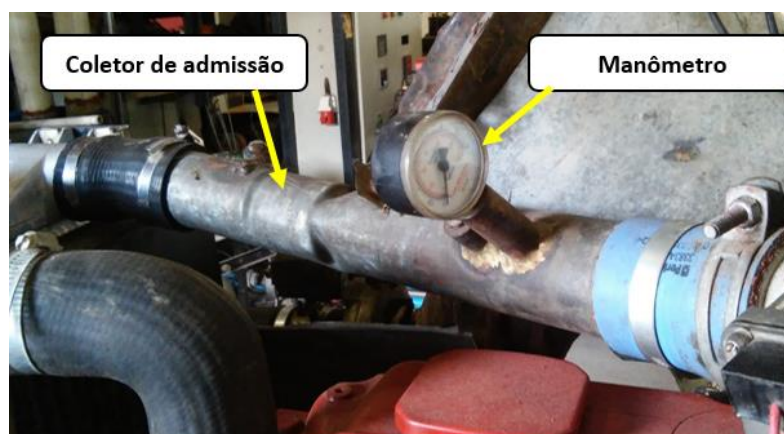


Figura 4.7 – Posição do manômetro no coletor de admissão.

4.2.5 Medidor da velocidade do ar de admissão

Um anemômetro digital, modelo AN – 4870, foi utilizado na entrada do filtro de ar para a obtenção dos dados da velocidade de ar que era admitido pelo filtro, ver Figura 4.8. Com esses dados, somados à massa específica do ar e a área da entrada do filtro, é possível calcular a vazão mássica do ar admitido pelo filtro.



Figura 4.8 – Anemômetro AN – 4870. Fonte: Medtec (2017).

4.2.6 Analisador de gases

A análise dos gases de escape é feita pelo equipamento Discovery G4 da Alfatest, ver Figura 4.9. Esse equipamento é capaz de fazer a leitura dos componentes gasosos emitidos no escapamento do motor como O_2 , CO, CO_2 , $CO_{\text{corrigido}}$, HC, NO_x e o fator λ . A leitura dos gases é feita em tempo real através do software do próprio equipamento. A Figura 4.10 mostra a tela do software desse analisador.



Figura 4.9 – Analisador de gases Discovery G4.



Figura 4.10 – Tela do software do analisador de gases.

No software é possível escolher valores padrão de emissão de poluentes estabelecidos em normas como a resolução do Conselho Estadual de Meio Ambiente do Rio de Janeiro (CONEMA) nº 38, por exemplo. Quando os valores medidos forem superiores aos da norma estes ficam na cor vermelho. Já para valores dentro da norma estes ficam verde, como pode ser visto na Figura 4.10.

4.2.7 Sistema de arrefecimento alternativo do motor

Um sistema de arrefecimento alternativo foi instalado para substituir o radiador original do motor. Tal sistema utiliza um trocador de calor a água e é composto pelos seguintes elementos: bomba centrífuga, painel de controle da temperatura da água, válvula solenoide, reservatório de água de 10 mil litros e trocador de calor, ver Figura 4.11.

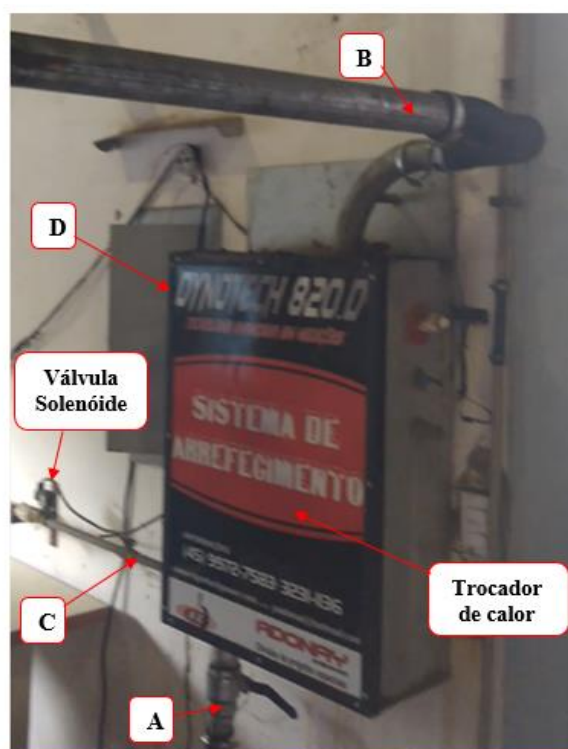


Figura 4.11 – Sistema de arrefecimento alternativo.

A Figura 4.11 ilustra o princípio da circulação da água no sistema de arrefecimento alternativo do motor. Em A, a água fria do trocador de calor sai para o motor. Já em B, a água quente sai do motor e entra no trocador de calor. Enquanto que em C, a água é

bombeada do reservatório para o trocador de calor. E em *D*, a água sai do trocador de calor para o reservatório por gravidade.

Além da modificação da refrigeração da água do motor, o *aftercooler* da turbina, antes refrigerado a ar, foi posicionado dentro de um reservatório de água – com fluxo de água constante – para otimizar sua troca de calor, ver Figura 4.12.



Figura 4.12 - Refrigeração do aftercooler.

4.3 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

4.3.1 Calibração do dinamômetro

Antes de iniciar os testes utilizando o dinamômetro é necessário, primeiramente, se fazer a calibração do mesmo para se obter uma maior exatidão dos valores das cargas aplicadas ao motor. A calibração da célula de carga do dinamômetro consiste em fixar uma massa de valor previamente mensurado (59,46 kg) no braço da alavanca do dinamômetro. Após esse procedimento, a correção do desvio entre o valor da massa real e o valor obtido pelo dinamômetro é feito pelo software de calibração.

4.3.2 Calibração do analisador de gases

Antes da partida do motor é necessário se fazer a calibração do analisador de gases. Todo o processo de calibração é realizado pelo próprio software do analisador. Tal processo garante uma maior exatidão na leitura dos gases de exaustão. O tempo de aquecimento dos sensores é de aproximadamente um minuto.

4.4 DINÂMICA DOS TESTES

Em um primeiro momento, os testes foram realizados utilizando o sistema de arrefecimento original do motor Perkins, ou seja, foi utilizado o radiador para a refrigeração da água do motor. Até então, o *aftercooler* era refrigerado a ar, ver Figura 4.1. Em um segundo momento, passou-se a utilizar o sistema alternativo de refrigeração de água do motor, com o trocador de calor a água, ver Fig. 4.11. Essa substituição ocorreu pela necessidade de se otimizar a troca de calor da água de arrefecimento do motor, tendo em vista que, com a refrigeração a ar, essa água, na potência de 90 cv, atingia a temperatura de 101 °C.

Os seguintes passos foram realizados antes de se dar a partida do motor:

- i. Inspeção visual geral do motor;
- ii. Verificação da quantidade de água do sistema radiador e de óleo no cárter;
- iii. Posicionamento da sonda do analisador de gases no tubo dos gases de exaustão;
- iv. Inicialização dos softwares de controle de gás, de controle de cargas e do analisador de gases;

Após os procedimentos citados acima, dava-se a partida no motor. Antes de se iniciar a imposição de cargas, esperava-se que o motor entrasse em regime térmico estacionário. As cargas aplicadas, em cv, ao motor foram as seguintes: 10, 30, 50, 70, 90 e 110. Em cada potência imposta, esperava-se quatro minutos para que os dados comesçassem a ser registrados. Até 90 cv, foi utilizado um ângulo de ignição de 34° e, para potências maiores, 31°. Esses ângulos são valores ótimos calculados por Ferraz (2014) e utilizados nos trabalhos de Barros (2015) e Alves (2016). À medida em que se aumentava o valor das cargas, a válvula de controle de gás era controlada, automaticamente, através do software L-

Series, a fim de manter a mistura ar/GN estequiométrica ou próxima dessa. Em cada carga, eram registrados os valores pertinentes à análise do motor como: temperatura dos gases de escape, temperatura da água de arrefecimento do motor, pressão no coletor de admissão, pressão no coletor de escape, consumo de gás natural, velocidade do ar na admissão e o fator lambda.

CAPÍTULO V

RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 INTRODUÇÃO

Nesse capítulo são expostos os resultados obtidos com os testes realizados no motor Perkins 1104C-44TAG2 otolizado para gás natural. Além disso, é feita uma análise dos dados obtidos nos experimentos no tocante à temperatura dos gases de escape, consumo de gás natural, pressão de admissão, contrapressão e rendimento térmico do motor em função da potência.

Também é feita uma análise da eficiência e da eficácia das aletas, e da efetividade do trocador de calor desenvolvido neste trabalho.

5.2 CRITÉRIOS DE ESCOLHA DO TROCADOR DE CALOR

O primeiro passo para o projeto do trocador de calor foi definir quais são os critérios básicos que esse projeto deveria atender. Para o presente trabalho os seguintes critérios foram definidos:

1. Capacidade de retirar o fluxo de calor requerido, ou seja, retirar 13,08 kW dos gases de exaustão com o motor operando a 153 cv. O procedimento para o cálculo desse valor pode ser visto no Apêndice A;
2. Facilidade de construção e montagem;
3. Custo.

Dois tipos de trocadores de calor foram inicialmente selecionados. Um do tipo casco e tubo e o outro do tipo tubo aletado. O primeiro tipo atende ao critério 1, porém não atente aos outros critérios. Já o segundo tipo atente todos os três critérios.

Após a escolha do tipo de trocador de calor, tubo aletado, o próximo passo foi definir se as aletas seriam anulares ou longitudinais. Pelo critério 2, as aletas longitudinais seriam de mais fácil construção e montagem.

Em seguida, foi selecionado o perfil das aletas. Pela Figura 2.4, os perfis triangular e parabólico apresentam uma eficiência da aleta maior quando comparados com o perfil retangular para um mesmo valor de ξ . No entanto, levando em consideração o critério 2, o perfil retangular é de mais fácil construção.

Por fim, o trocador de calor escolhido foi o tubo aletado com aletas longitudinais de perfil retangular.

5.3 CONSTRUÇÃO DO TROCADOR DE CALOR PARA O MOTOR PERKINS

A Figura 5.1 mostra o projeto 3D trocador de calor de tubo aletado desenvolvido neste trabalho. Já a Figura 5.2 mostra esse trocador de calor já instalado no motor Perkins e as direções dos fluxos dos gases que entram e saem do motor. As setas em vermelho representam a direção dos fluxos dos gases de escape que saem do motor, passam através do trocador de calor e pela turbina, e são descartados na atmosfera. A seta em amarelo mostra a direção do fluxo da mistura ar/GN antes de entrar no compressor. Já a seta em azul claro mostra a direção do fluxo da mistura após a saída do compressor. E, por fim, a seta verde indica a direção do fluxo da mistura saindo do *aftercooler* e entrando no coletor de admissão.

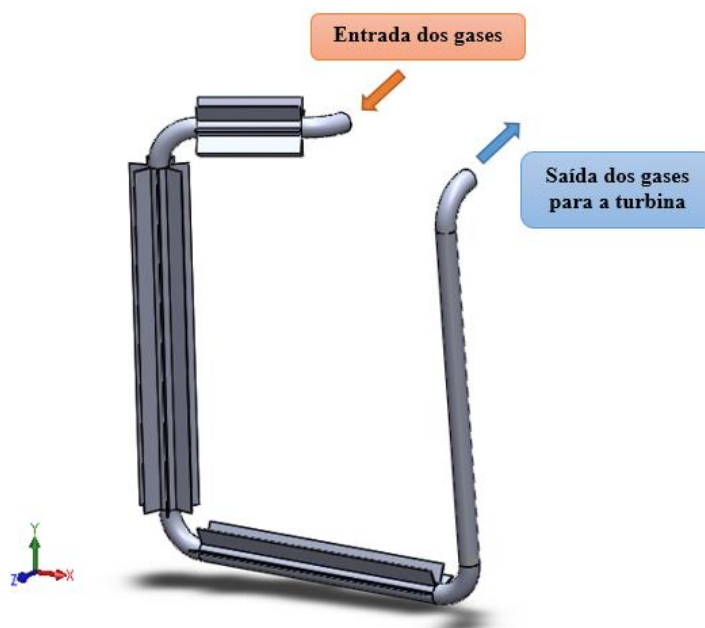


Figura 5.1 – Projeto 3D do trocador de calor de tubo aletado.



Figura 5.2 – Instalação do trocador de calor de tubo aletado.

Para um melhor estudo do trocador de calor desenvolvido, esse foi dividido em quatro seções, ver Figura 5.3. Devido às dimensões do trocador de calor, em cada seção, os valores estimados para o coeficiente convectivo e a temperatura média da superfície são diferentes.

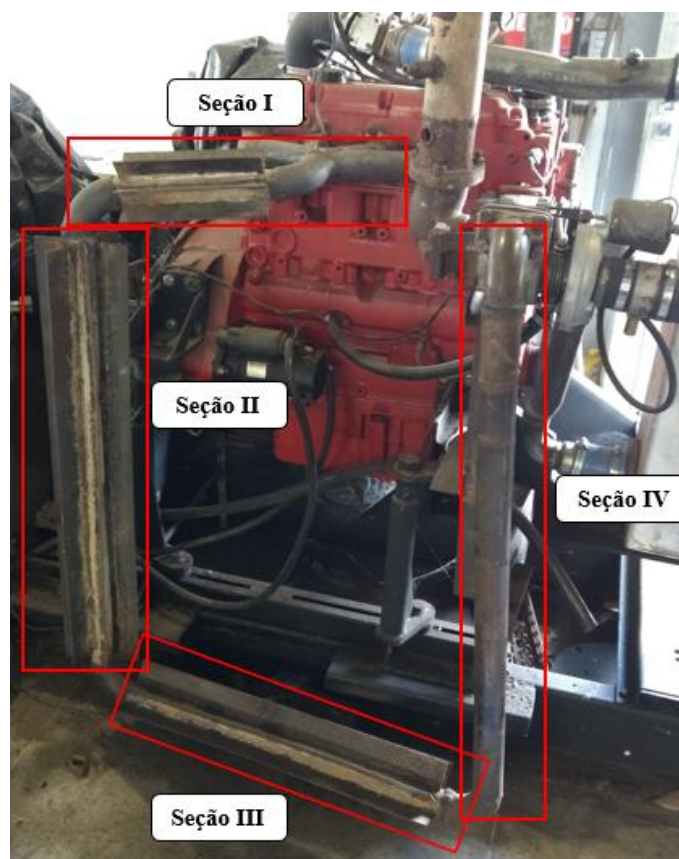


Figura 5.3 – Seções do trocador de calor.

A Figura 5.4 mostra o fluxograma do projeto do trocador de calor. O projeto deste trabalho utilizou um processo iterativo no qual foram inicialmente estimados valores para a espessura da aleta, comprimento e quantidade de aletas em cada seção. A partir daí eram realizados os cálculos para a determinação do fluxo de calor utilizando-se as devidas equações. Caso o fluxo de calor atendesse ao critério de parada (ser capaz de retirar 13,08 kW) o projeto era finalizado, porém se o fluxo de calor ficasse abaixo do pré-determinado, eram estimados novos valores para a espessura da aleta, comprimento e quantidade de aletas em cada seção.

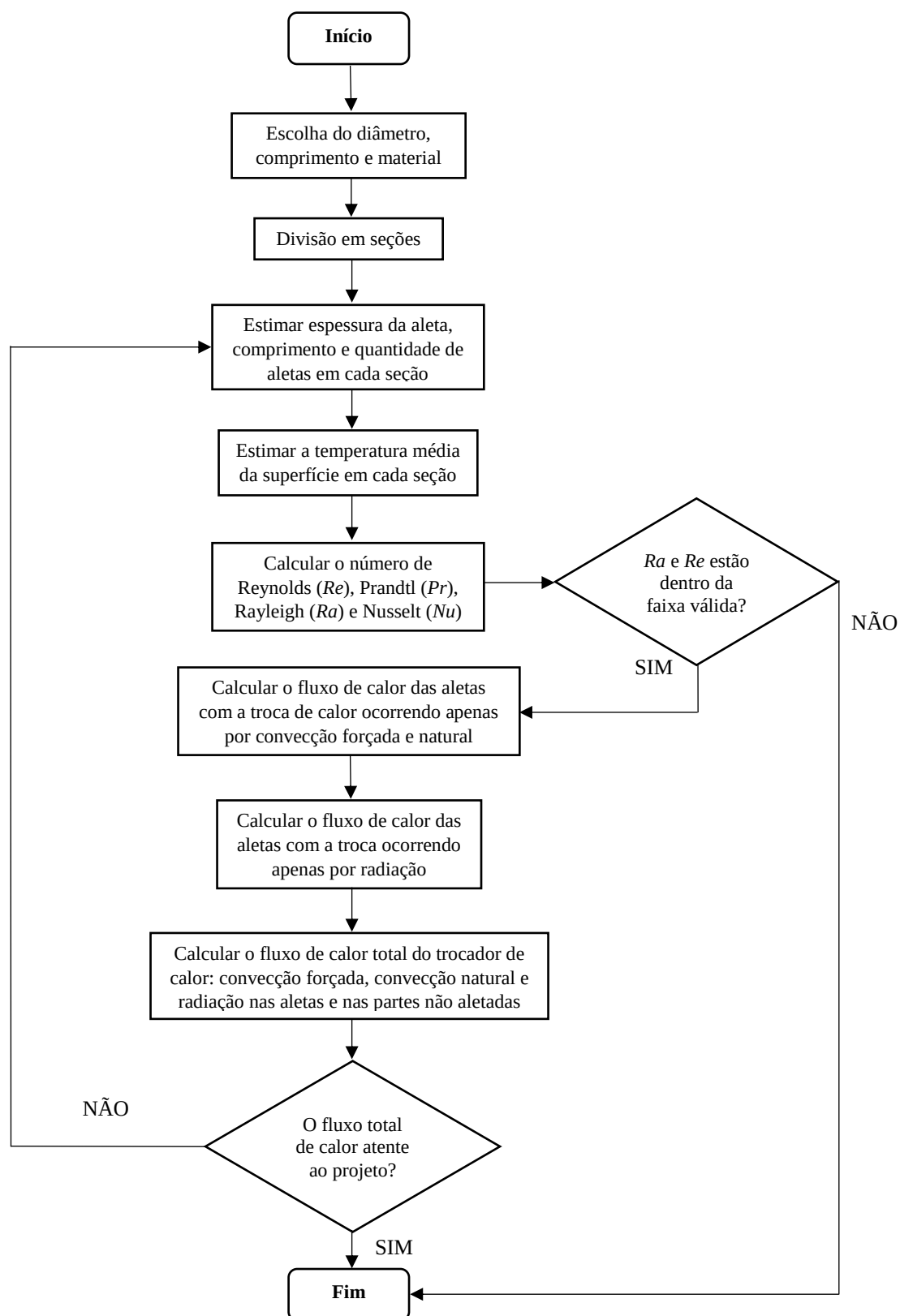


Figura 5.4 – Fluxograma do projeto do trocador de calor.

As dimensões do trocador de calor – área (A), largura (w), comprimento (L), espessura (δ), diâmetro interno (D_i), diâmetro externo (D_e) e número de aletas (n) - são mostradas na Tabela 5.1. Com essas dimensões foi obtido um fluxo de calor teórico de 11,09 kW, 10% maior que o fluxo de calor necessário para a redução da temperatura dos gases de escape em 100 °C com o motor operando a 153 cv.

Tabela 5.1 – Dimensões do trocador de calor

	Seção I	Seção II	Seção III	Seção IV	Total
A (m²)	0,29	0,77	0,39	0,16	1,61
L (m)	0,05				
w (m)	0,26	0,90	0,68	0,90	
δ (m)	0,003				
n	7	7	4	0	
D_e (m)	0,0508				
D_i (m)	0,0448				

No que tange ao material utilizado, as cinco curvas de 90° são de aço inox AISI 304 e as outras partes do trocador de calor são de aço AISI 1020 galvanizado.

Utilizando os dados da Tabela 5.1 e os resultados obtidos pelas Eqs. (2.23) e (2.24a), os valores do número de Rayleigh e Reynolds neste projeto ficaram dentro da faixa de validação das Eqs. (2.22) e (2.24). Em números, $Ra = 8,1 \times 10^6$ e $Re = 4100$.

5.4 TEMPERATURA DOS GASES DE ESCAPE

A Figura 5.6 mostra curvas que relacionam a temperatura dos gases de exaustão em função da potência. Nessa figura é feita uma comparação com as curvas obtidas por outros autores – Ferraz (2014), Barros (2015) e Alves (2016) - em seus respectivos testes no mesmo motor em estudo. Com os dados dos experimentos foram traçadas duas curvas. A primeira refere-se aos resultados obtidos nos testes realizados utilizando-se um eletroventilador (CV) para o resfriamento da seção I, ver Figura 5.5, do trocador de calor. Já a segunda curva, refere-se ao caso em que nenhuma ventilação externa é utilizada para a refrigeração do

trocador de calor (SV). Foi utilizado o eletroventilador apenas na seção I devido a disponibilidade de apenas um para a realização dos testes.



Figura 5.5 – Refrigeração da seção I do trocador de calor utilizando um eletroventilador.

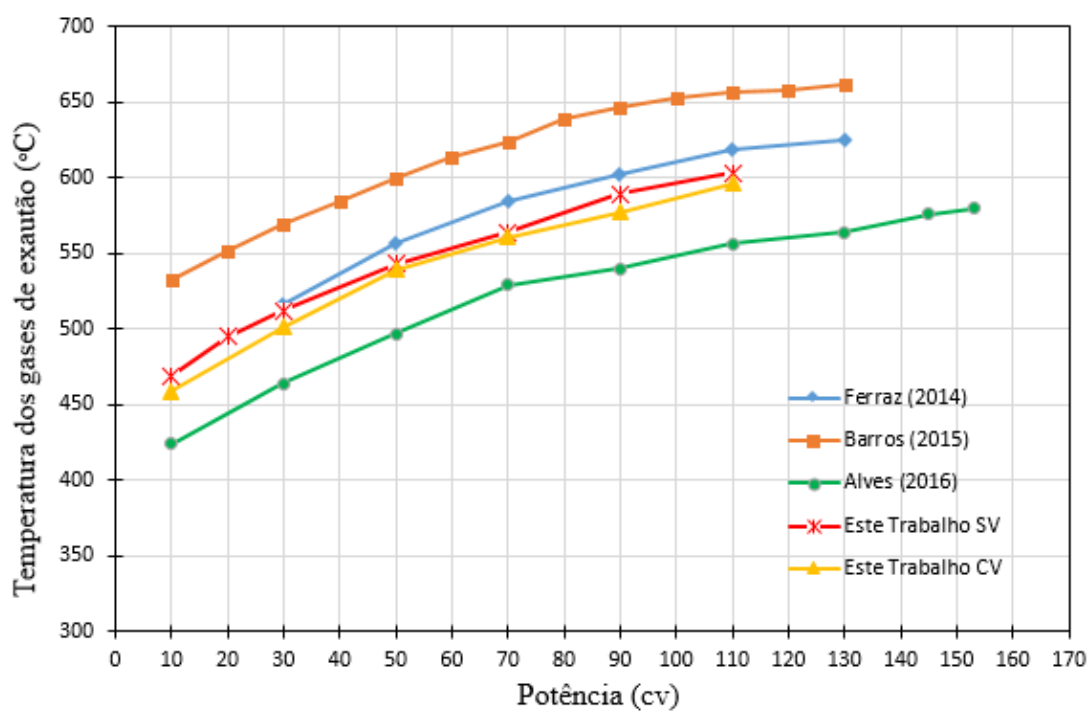


Figura 5.6 – Temperatura dos gases de escape em função da potência do motor Perkins.

Segundo Alves (2016), o limite de temperatura de operação do turbocompressor pelo fabricante é de 635 °C. No entanto, para uma maior vida útil da turbina, nesse trabalho, a máxima temperatura de operação permitida para a mesma foi de 603 °C em 110 cv.

As curvas que apresentam as temperaturas dos gases de escape em função da potência mostram que o fato da seção I do trocador de calor ter ou não um eletroventilador para a sua refrigeração, causou uma máxima diferença de temperatura de 14°C em 20 cv, isto é, 2,7 %. Já na máxima potência alcançada, 110 cv, essa diferença foi de 7 °C, isto é, 1,2 %. Isso ocorre porque, apesar do aumento do coeficiente convectivo causado pelo uso do eletroventilador, a área da seção I do trocador de calor corresponde a apenas 18 % da área total, o que gerou pequenas alterações nas temperaturas finais dos gases de escape.

A Figura 5.7 possibilita a comparação entre as temperaturas dos gases de exaustão obtidas nos testes do motor e àquelas calculadas no projeto do trocador de calor. A margem de erro utilizada no projeto foi de ± 25 °C. Esse valor de margem de erro foi obtido levando em consideração a diferença média de temperatura dos gases de escape entre os trabalhos de Ferraz (2014) e Alves (2016) que é de aproximadamente 50 °C, ver Figura 5.6. Para este projeto era esperado que os valores de temperatura situassem entre os valores obtidos por Ferraz (2014) e Alves (2016).

Como pode ser visto na Figura 5.7, nas potências 10 cv, 30 cv e 50 cv, as temperaturas dos gases de escape encontram-se dentro da faixa de projeto. Porém, a partir de 70 cv, essas temperaturas começam a ficar acima da temperatura permitida. A máxima diferença entre essas duas curvas é de 31 °C.

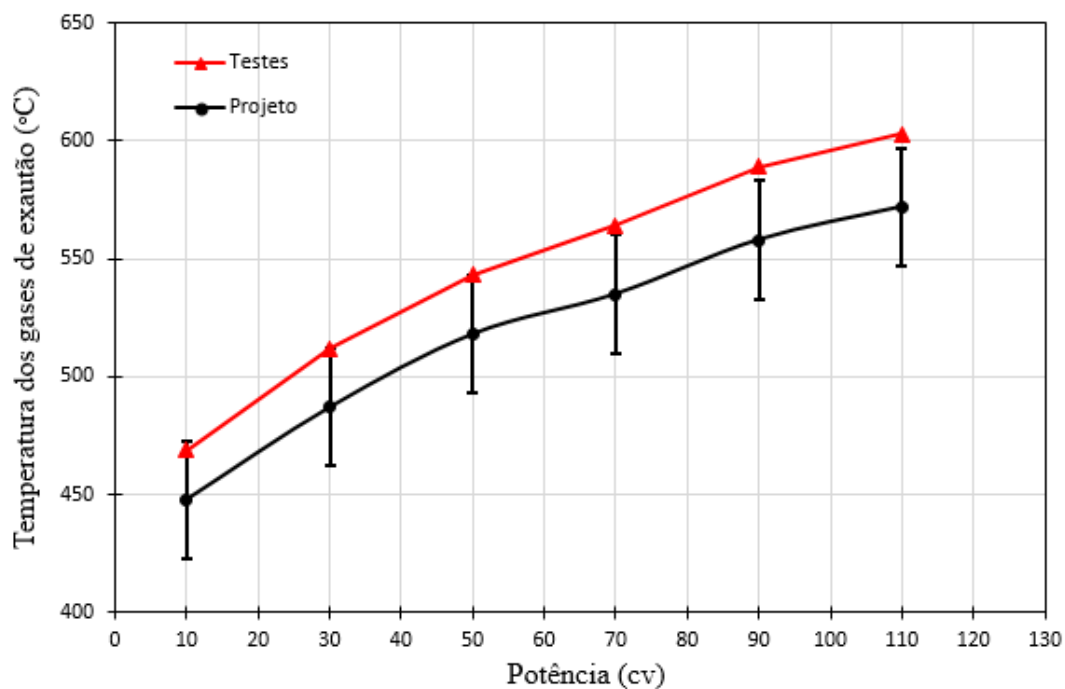


Figura 5.7 – Comparação entre as temperaturas dos gases de exaustão obtidas nos testes e as calculadas no projeto do trocador de calor.

5.5 ANÁLISE DA PRESSÃO DE ADMISSÃO E DA CONTRAPRESSÃO

A Figura 5.8 mostra o comportamento da potência do motor Perkins em função da pressão no coletor de admissão.

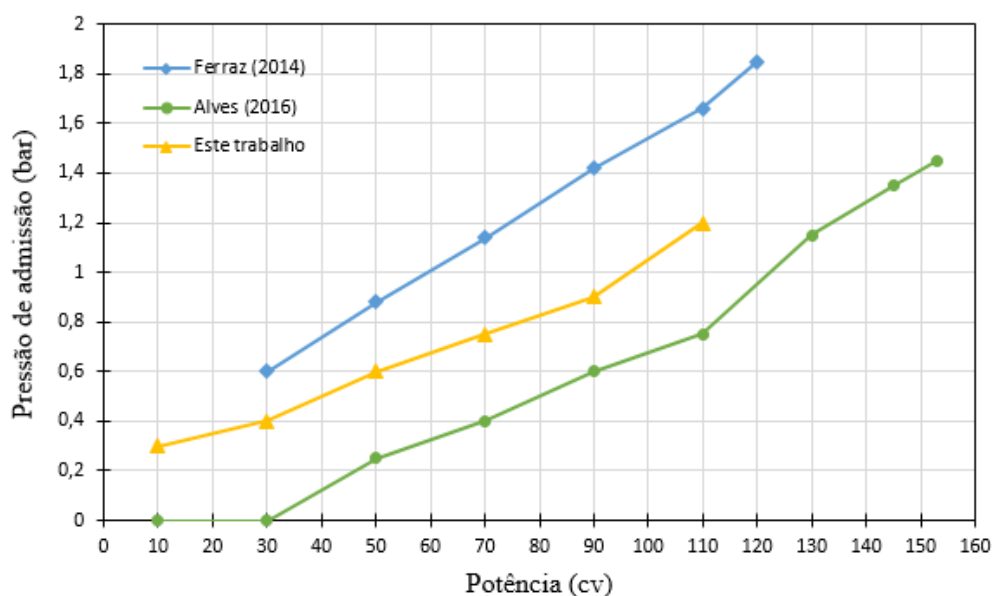


Figura 5.8 – Pressão de admissão em função da potência do motor Perkins.

As pressões de admissão obtidas neste trabalho foram menores comparadas às aquelas obtidas por Ferraz (2014), porém foram maiores do que aquelas obtidas por Alves (2016). É notável a semelhança geométrica do comportamento das curvas, em função da potência.

A Figura 5.9 mostra a pressão no coletor de escapamento em função da potência.

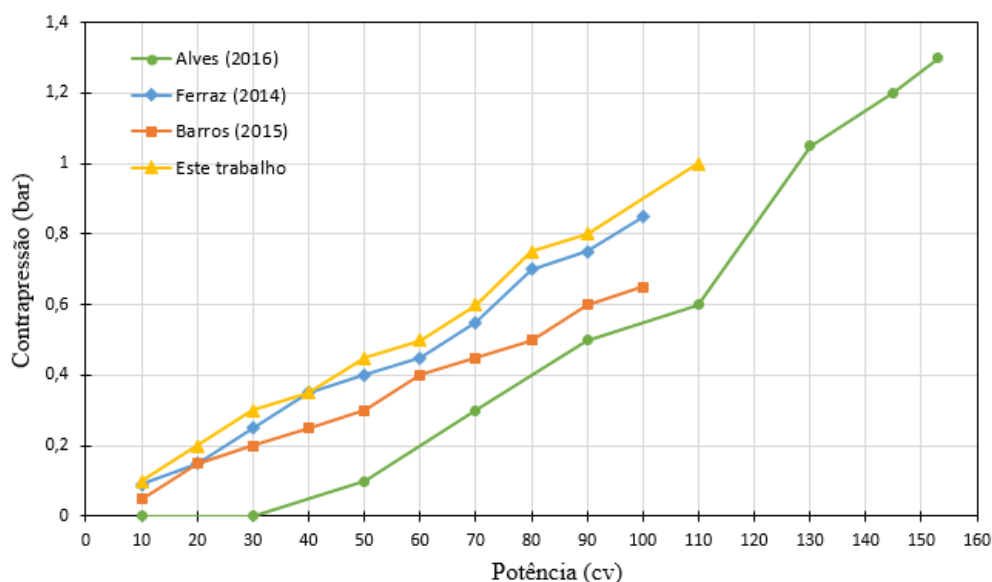


Figura 5.9 – Contrapressão em função da potência do motor Perkins.

Como é possível observar na Figura 5.9, as pressões na tubulação de escape neste estudo foram superiores às aquelas obtidas nos trabalhos de Barros (2014), Ferraz (2015) e Alves (2016). Como visto na seção 5.1, Figura 5.3, o tubo de escape possui 3 m de comprimento, 2 polegadas de diâmetro externo, além de cinco curvas de 90°. Essas dimensões causaram uma maior resistência à passagem dos gases de exaustão - e consequentemente o aumento de pressão no tubo de escape - quando comparados aos trabalhos supracitados.

A Figura 5.10 faz uma comparação entre as pressões de escape obtidas nos testes e às aquelas calculadas no projeto do trocador de calor.

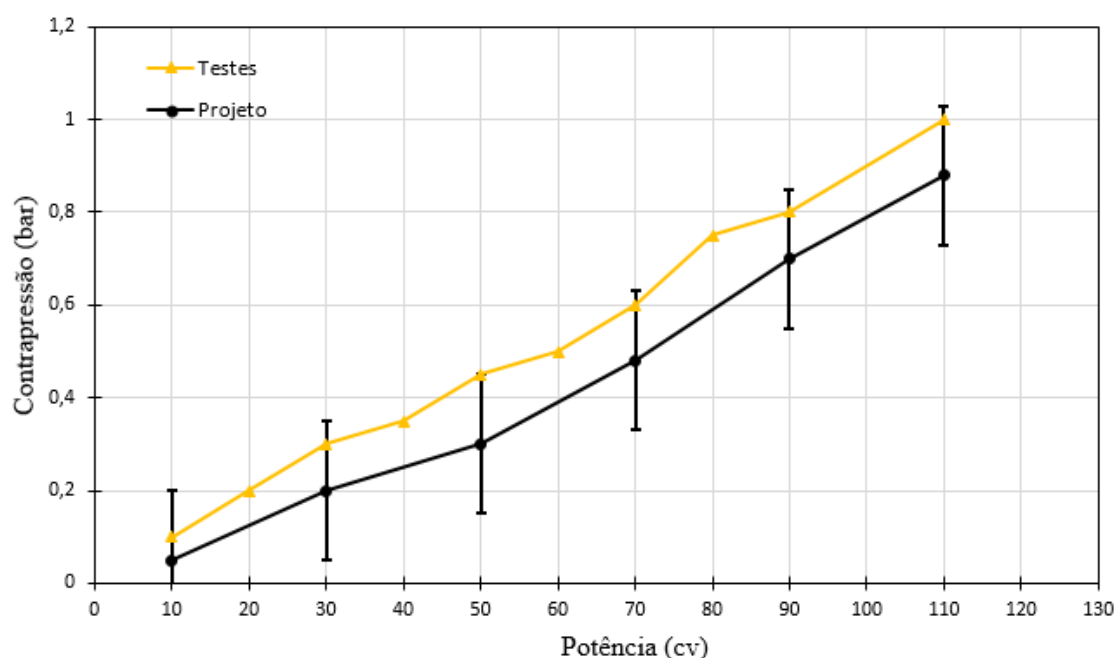


Figura 5.10 – Comparação entre as pressões de escape calculadas no projeto do trocador de calor e as obtidas nos testes do motor Perkins.

Como pode ser visto na Figura 5.10, a contrapressão obtida nos testes está dentro da faixa de erro ($\pm 0,15$ bar) calculadas no projeto do trocador de calor. Para a estimativa dessa contrapressão, foram utilizados os dados obtidos por Barros (2015) e somados à perda de pressão na tubulação de escape. Foram utilizados os dados de Barros (2015) para essa estimativa porque o trocador de calor desenvolvido neste presente trabalho é uma extensão do escape produzido pelo mesmo. O valor para essa faixa de erro foi definido calculando-se o máximo aumento da perda de pressão que poderia ocorrer no escoamento dos gases de exaustão pelo aumento da tubulação de escape tendo como base os dados de Barros (2015).

5.6 ANÁLISE DO FATOR LAMBDA

Para uma análise da influência da mistura ar/combustível na potência do motor foram obtidos dados do fator lambda para cada potência. Esses dados são mostrados na Figura 5.11.

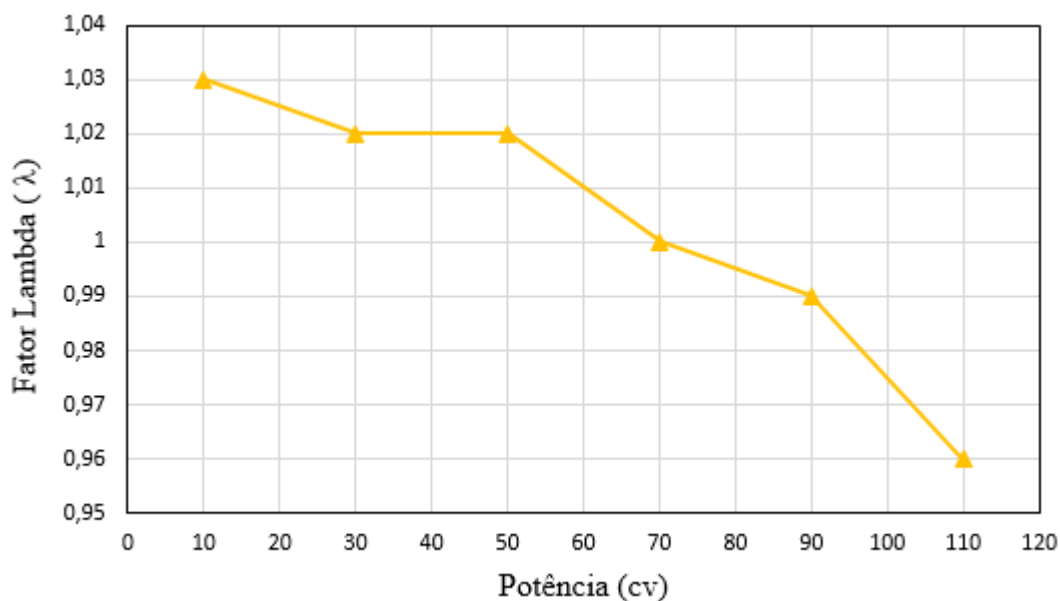


Figura 5.11 – Fator lambda em função da potência do motor Perkins.

É possível observar na Figura 5.11 que antes de 70 cv a mistura encontra-se pobre ($\lambda > 1$). Em 70 cv a mistura é estequiométrica ($\lambda = 1$). Já em potência acima de 70 cv a mistura encontra-se rica ($\lambda < 1$).

5.7 CONSUMO DE COMBUSTÍVEL E RENDIMENTO TÉRMICO DO MOTOR PERKINS

A Figura 5.12 mostra o consumo de gás natural em função da potência do motor Perkins. Nessa figura é feita uma comparação entre o consumo de GN nos trabalhos de Ferraz (2014) e Barros (2015). Alves (2016) não apresentou os dados de consumo de gás natural em seu trabalho.

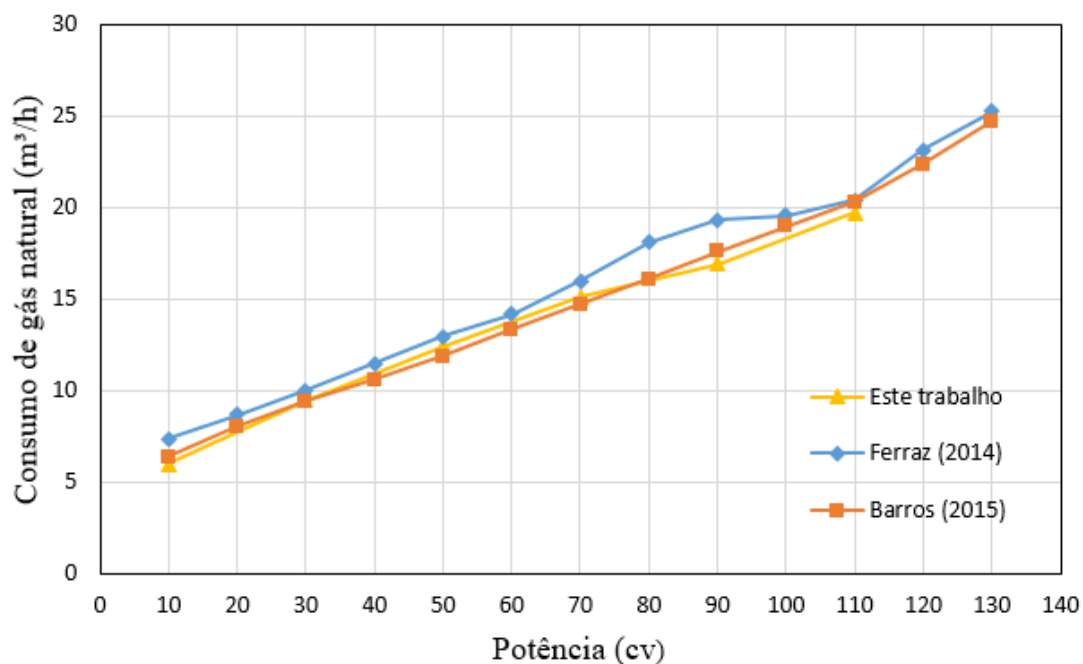


Figura 5.12 – Consumo de gás natural em função da potência do motor Perkins.

A Figura 5.13 mostra os dados do rendimento térmico do motor em função da sua potência e dando condição para a comparação entre os rendimentos térmicos obtidos nos trabalhos de Ferraz (2014), Barros (2015) e Alves (2016).

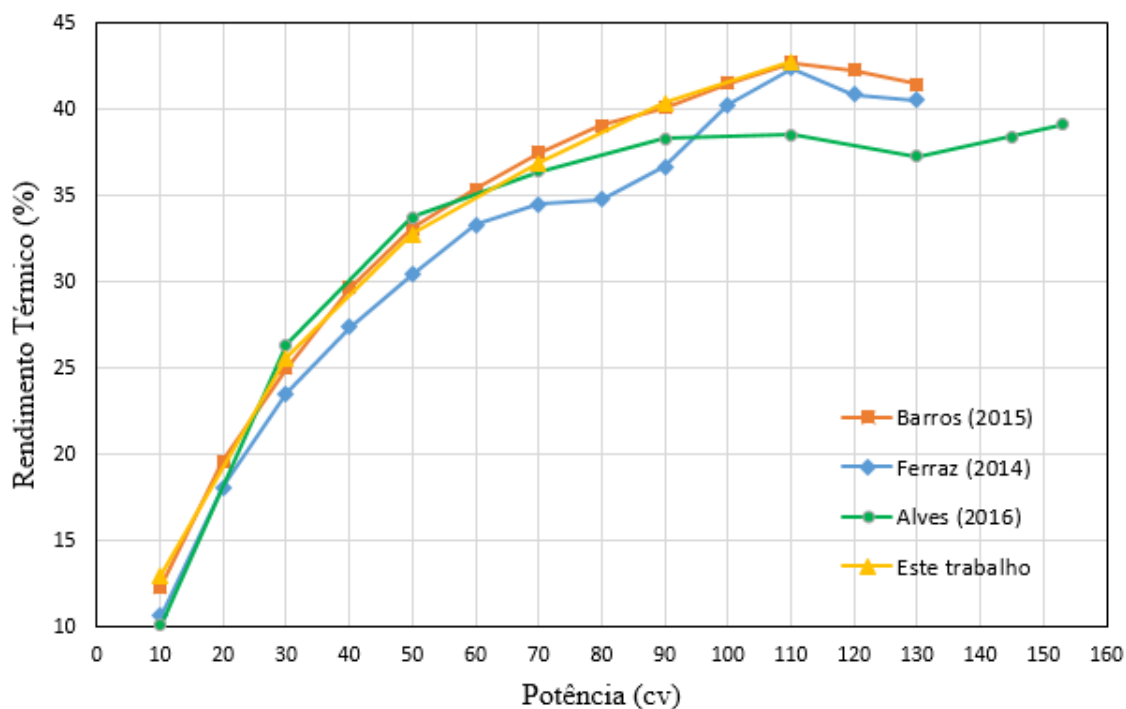


Figura 5.13 – Rendimento térmico em função da potência do motor Perkins.

Analisando-se a Figura 5.12, nota-se que quando o motor operava em 10 cv, 90 cv e 110 cv, o consumo de GN foi inferior àqueles obtidos nos testes realizados por Ferraz (2014) e Barros (2015). No entanto, em 30 cv, 50 cv e 70 cv, o consumo foi maior que aquele do trabalho de Barros (2015), porém menor do que o consumo obtido no estudo de Ferraz (2014). Em 90 cv, o consumo foi reduzido em 4,0 % e 12,5 % comparados com os trabalhos de Barros (2015) e Ferraz (2014), respectivamente. Já na máxima potência alcançada, 110 cv, o consumo foi reduzido em 2,9 % e 3,5 % quando comparados, respectivamente, aos dados de Barros (2015) e Ferraz (2014).

Como pode-se inferir da Eq. (3.5), o rendimento térmico é inversamente proporcional ao consumo de combustível. Esse fato pode ser comprovado pela análise das Figuras 5.11 e 5.12. Em 110 cv, o rendimento térmico alcançado foi de 42,76 %, isto é, 0,10 %, 0,36 % e 4,26 %, maior do que aqueles obtidos por Barros (2015), Ferraz (2014) e Alves (2016), respectivamente.

No Apêndice A é mostrada a tabela dos dados referentes às Figuras 5.11 e 5.12.

5.8 NÍVEIS DE EMISSÕES GASOSAS

Nas Tabelas 5.2 e 5.3 são expostos os dados referentes às emissões gasosas do motor Perkins otolizado em função da potência utilizando o trocador de calor desenvolvido neste trabalho e os dados obtidos por de Ferraz (2014), respectivamente.

Tabela 5.2 – Níveis de emissões gasosas do motor Perkins obtidos neste trabalho.

Potência (cv)	Níveis de emissões gasosas						
	CO ₂	CO	O ₂	NO _x	HC	CO _{corr}	λ
90	8,2	3,11	0,44	513	---	3,65	0,99
110	8,6	2,89	0,49	598	---	3,29	0,96
	(%)	(%)	(%)	(ppm)	(ppm)	(%)	

Tabela 5.3 – Níveis de emissões gasosas do motor Perkins obtidos por Ferraz (2014).

Potência (cv)	Níveis de emissões gasosas						
	CO ₂	CO	O ₂	NO _x	HC	CO _{corr}	λ
120	11,8	0,43	0,37	2456	128	0,53	1,00
	(%)	(%)	(%)	(ppm)	(ppm)	(%)	

Diante dos resultados apresentados nas Tabelas 5.2 e 5.3, observa-se que houve uma redução de aproximadamente 75,6 % nos níveis de NO_x em relação aos dados de Ferraz (2014). A redução do NO_x pode explicada pela redução da temperatura da mistura ar/GN que sai do *aftercooler* e entra câmara de combustão do motor. O NO_x, composto pelo óxido nítrico, NO, e pelo dióxido de nitrogênio, NO₂, é formado no processo de combustão pela reação do nitrogênio do ar atmosférico com o oxigênio. Quanto maior a temperatura de combustão maior será o percentual de NO_x produzido. Por este motivo é denominado de NO térmico (MARTINS e FERREIRA, 2010). No entanto, com relação aos níveis de CO, houve um aumento aproximado de 85,1 %. Esse aumento pode ser explicado pelo excesso de combustível presente na mistura ($\lambda < 1$).

5.9 EFICIÊNCIA E EFICÁCIA DAS ALETAS

Para o cálculo da eficiência e da eficácia das aletas, foi primeiro necessário calcular o fluxo de calor que deveria ser retirado em dada potência. Para 110 cv, o fluxo de calor a ser removido dos gases de exaustão, para que estes tenham suas temperaturas reduzidas em 100 °C, é de aproximadamente 10,36 kW. Os detalhes do cálculo do fluxo de calor a ser removido dos gases de escape a determinada potência estão no Apêndice A.

Na máxima potência alcançada, 110 cv, a eficiência da aleta, dada pela Eq. (2.18) foi de 71,4 %. Já a eficácia, nessa mesma potência, foi de 6,79, isto é, a troca de calor com o tubo de escape aletado foi 6,79 vezes maior do que seria se esse tubo estivesse sem aletas.

5.10 EFETIVIDADE DO TROCADOR DE CALOR

A efetividade faz uma comparação entre a taxa de calor real transferida e a taxa de transferência de calor calculada no projeto. Em 110 cv, a efetividade do trocador de calor foi de 49,2 %.

A forma de construção do trocador de calor foi determinante para que o fluxo de calor obtido nos testes fosse menor do que o projetado. A área de contato entre as aletas e o tubo, gerou uma elevada resistência térmica de contato causada pelo processo de soldagem. Além disso, a solda foi feita em apenas um lado de cada aleta, o que deixou espaços com ar entre as aletas e o tubo.

Parte da causa dessa diferença de valores nos fluxos de calor são devidas as diversas estimativas envolvidas no projeto do trocador de calor, como o coeficiente de transferência de calor por convecção e temperatura média da superfície da aleta.

CAPÍTULO VI

CONCLUSÕES

Considerando os resultados dos testes no motor Perkins 1104-44TAG2, turboalimentados, otolizado para gás natural, operando com o trocador de calor de tubo aletado desenvolvido no LI, pode-se concluir que:

- i. De acordo com o objeto deste trabalho, foi projetado, construído e instalado uma trocador de calor capaz de reduzir as temperaturas dos gases de exaustão do motor Perkins. Desta forma, o motor pôde operar a 80,90 kW (110 cv) sem comprometer o funcionamento do turbocompressor.
- ii. Embora o trocador de calor tenha sido projetado para operar na potência máxima de fábrica do motor Perkins, 112, 4 kW (aproximadamente 153 cv) em stand-by, a potência foi limitada em 110 cv para que as temperaturas dos gases de escape não fossem superiores a 600 °C, apesar do turbocompressor, segundo o fabricante, suportar a temperatura de 635 °C. Essa limitação foi feita para permitir maior vida útil ao turbocompressor.
- iii. A utilização de um eletroventilador para resfriar o trocador de calor, não gerou uma diferença significativa na redução da temperatura dos gases de exaustão, quando se compara ao resultado obtido com o trocador de calor operando sem ventilação forçada. A máxima diferença entre as curvas de temperaturas em função da potência, para os casos com e sem ventilação forçada, foi de 31 °C.
- iv. Até 50 cv, as temperaturas dos gases de escape estavam dentro daquelas estimadas no projeto. No entanto, acima desse valor, as temperaturas começaram a ser superiores àquelas projetadas. Essas temperaturas alcançaram, na máxima potência atingida, 110 cv, 603° C, isto é, 6 °C acima da faixa considerada no projeto, que foi de ± 25 °C.

v. A contrapressão ficou dentro da faixa estimada no do projeto, que foi de $\pm 0,15$ bar. É possível observar que os valores da contrapressão foram maiores do que aqueles obtidos por Ferraz (2014), Barros (2015) e Alves (2016) devido às dimensões do trocador de calor deste trabalho.

vi. Na máxima potência alcançada, 110 cv, o consumo de combustível foi reduzido em 2,9 % e 3,5 %, quando comparados, respectivamente, aos dados de Barros (2015) e de Ferraz (2014). Devido a essa redução de consumo, o rendimento térmico do motor foi de 42,76 %, isto é, 0,10 %, 0,36 % e 4,26 %, maior do que aqueles obtidos por Barros (2015), Ferraz (2014) e Alves (2016), respectivamente.

vii. A efetividade do trocador de calor foi de 49,2 %. O valor teórico esperado para a efetividade era de 70 %. A forma como foram soldadas as aletas no tubo gerou uma elevada resistência térmica de contato o que, conseqüentemente, causou uma diferença significativa entre as taxas de transferência de calor projetadas e as taxas de transferência reais levando a uma redução na efetividade do trocador de calor. Além disso, as inúmeras estimações envolvidas nos cálculos do projeto foram, também, responsáveis por essa diferença.

SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS

Diante das análises feitas e dos resultados obtidos neste trabalho, sugere-se para os próximos trabalhos:

- fazer uma simulação numérica do trocador de calor antes da construção do mesmo em algum software comercial, por exemplo o ANSYS, para obtenção do fluxo de calor e da distribuição de temperatura na superfície do trocador de calor e nas aletas;
- fazer a refrigeração do óleo do motor;
- utilizar a convecção forçada em todas as seções trocador de calor, ou seja, utilizar outros eletroventiladores;
- utilizar uma outra turbina capaz de operar a temperaturas mais elevadas.

REFERÊNCIAS

ALVES, A. F. M., **Influência Do Resfriamento Dos Gases De Exaustão No Desempenho De Um Motor Diesel Turboalimentados Ottolizado Para Gás Natural**. 2015. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa.

BARROS, B. V. M., **Análise da Influência da *Backpressure* E Do Resfriamento Da Turbina No Desempenho De Um Motor Diesel Turboalimentados Ottolizado Para Gás Natural**. 2015. 79 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa.

CPFL ENERGIA, **Horário de Pico**. Disponível em: <<https://www.cpfl.com.br/energias-sustentaveis/eficiencia-energetica/uso-consciente/Paginas/horario-de-pico.aspx>>. Acesso em: 07 mar 2017.

COMGAS, **Geração de Energia com Gás Natural**. Disponível em: <<http://www.comgas.com.br/pt/comgasParaVoce/Industrial/Paginas/Geracao-de-Energia-com-Gas-Natural.aspx>>. Acesso em: 07 mar 2017.

ÇENGEL, Y. A., BOLES, M. A., **Termodinâmica**. 5ª Ed. McGraw-Hill, 2006.

ÇENGEL, Y. A., GHAJAR, A. J., **Transferência de Calor e Massa: Uma Abordagem Prática**. 4ª Ed. McGraw-Hill, São Paulo, 2011.

EDSON. **Notas de Aula da Disciplina de Sistemas de Gerenciamento I**. FATEC Santo André. São Paulo, 2012.

FERRAZ, F. B., **Ottolização De Um Motor Diesel Turboalimentado Para Operar Com Gás Natural**. 2014. 123 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa.

FERRAZ, F. B., **Conversão De Um Motor Diesel Com Bico Injetor Interno À Tampa**

De Tuchos Para Gás Lp. 2010. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa.

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals.** McGraw-Hill. 1988.

HOLMAN, J. K., **Transferência De Calor.** McGraw-Hill. São Paulo, 1983.

JAGUARIBE, E. F. *et al*, **Desempenho de um Grupo Gerador Operando com Motor Diesel Convertido Para Funcionar Apenas com Gás Natural.** 8º Congresso Iberoamericano de Engenharia Mecânica. Cusco, 2007. p. 873.

KRAUS, A. D., AZIZ, A., WELTY, J., **Extended Surface Heat Transfer.** John Wiley & Sons, Inc. New York, 2001.

MARTINS, J., **Motores de Combustão Interna.** 2ª Ed. Publindústria Edições Técnicas. Portugal, 2006.

MARTINS, C. A., FERREIRA, M. A., **Considerações sobre a formação de NO_x na combustão.** VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica. ABCM. Campina Grande, Paraíba, 2010.

MEDTEC, **Instrumentos de Medição.** Disponível em: <<http://medtec.com.br/detalhes.php?produto=5>>. Acesso em: 21 nov 2017.

MME – MISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA, **Boletim Mensal de Acompanhamento da Industria de Gás Natural.** Disponível em: <http://www.mme.gov.br/documents/1138769/1732803/Boletim_Gas_Natural_nr_118_DE_Z_16.pdf/bc508598-e8dd-4bfb-abda-400d0fd10e02>. Acesso em: 07 mar 2017.

MORAN, M. J. *et al*. **Princípios De Termodinâmica Para Engenharia.** 7ª ed. LTC. Rio de Janeiro, 2013.

NIEZGODA-ŻELASKO, B., ŻELASKO, J., **Free and Forced Convection on the Outer Surface of Vertical Longitudinally Finned Tubes**. Experimental Thermal and Fluid Science. v. 57, p. 145-156, 2014.

OLIVEIRA, B. L. N., **Análise Energética E Exergética De Um Motor Diesel Turboalimentado Operando Com GLP Em Três Sistemas De Alimentação Distintos**. 2012. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa.

OLIVEIRA, B. L. N., **Conversão De Um Motor Diesel Para Operar Apenas Com Gás Liquefeito De Petróleo**. 2009. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa.

PEREIRA, R. H. *et al*, **Geração Distribuída de Energia Elétrica – Aplicação de Motores Bicombustíveis Diesel/Gás Natural**. 3º Congresso Brasileiro de P&D em Petróleo e Gás. Salvador, 2005.

PULKRABEK, W. W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine**. 2nd ed. Prentice Hall. New Jersey, 2003.

QUEIROGA, B. L. C., **Conversão De Um Motor A Diesel Turboalimentado Para Etanol Hidratado: Considerações Técnicas E Comparações De Custo**. 2012. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa.

QUEIROGA, B. L. C., **Conversão De Um Motor Diesel Para Álcool Hidratado Usando Sistema De Injeção Eletrônica Multiponto De Combustível E Ignição Estática**. 2009. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa.

RUMÃO, A. S., **Desempenho De Um Motor Diesel Estacionário Convertido Para Gás Natural Em Função De Sua Taxa De Compressão**. 2008. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa.

RUMÃO, A. S., **Geração De Potência E Energia Elétrica A Partir Da Gaseificação E Rejeitos De Biomassa**. 2013. 130 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa.

SHEN, Q. *et al.* **Natural Convection Heat Transfer Along Vertical Cylinder Heat Sinks With Longitudinal Fins**. International Journal of Thermal Sciences. v. 100, p. 457 – 464, 2016.

STEMAC – GRUPOS GERADORES, **O Que São Grupos Geradores?**. Disponível em: <<http://www.blogstemac.com.br/artigos-tecnicos/o-que-sao-grupos-geradores/>>. Acesso em: 07 mar 2017.

WYLEN, V. G., SONNTAG, R., BORGNAKKE, C. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**. 4^a ed. Edgard Blücher LTDA. São Paulo, 1995.

ANEXO A – Massas molares dos produtos da combustão

As massas molares dos produtos da combustão são expostas na Tabela A.1.

Tabela A. 1 – Massa molar dos produtos da combustão do Gás Natural.

Elemento	Fórmula	Massa Molar (kg/kmol)
Dióxido de Carbono	CO ₂	44,001
Monóxido de Carbono	CO	28,01
Oxigênio	O ₂	31,999
Vapor de Água	H ₂ O	18,015
Óxido de Nitrogênio	NO	30,006
Nitrogênio	N ₂	28,013
Metano	CH ₄	16

Fonte: Çengel e Boles (2006)

ANEXO B – Calores específicos dos gases de exaustão em função da temperatura

A Figura B.1 mostra o equacionamento para os calores específicos [$\bar{C}_p$ (kJ/kmol.K)] dos gases resultantes do processo de combustão do gás natural. Essas equações são válidas para o intervalo de temperatura (T) de 273 K a 1500 K.

$$\text{N}_2 : \bar{C}_p = 28,9 - 0,1571 \times 10^{-2}T + 0,8081 \times 10^{-5}T^2 - 2,873 \times 10^{-9}T^3$$

$$\text{O}_2 : \bar{C}_p = 25,48 + 1,520 \times 10^{-2}T - 0,7155 \times 10^{-5}T^2 + 1,312 \times 10^{-9}T^3$$

$$\text{CO} : \bar{C}_p = 28,16 + 0,1675 \times 10^{-2}T + 0,5372 \times 10^{-5}T^2 - 2,222 \times 10^{-9}T^3$$

$$\text{H}_2\text{O} : \bar{C}_p = 32,24 + 0,1923 \times 10^{-2}T + 1,005 \times 10^{-5}T^2 - 3,595 \times 10^{-9}T^3$$

$$\text{CO}_2 : \bar{C}_p = 22,26 + 5,981 \times 10^{-2}T - 3,501 \times 10^{-5}T^2 + 7,469 \times 10^{-9}T^3$$

$$\text{CH}_4 : \bar{C}_p = 19,89 + 5,025 \times 10^{-2}T + 1,269 \times 10^{-5}T^2 - 11,01 \times 10^{-9}T^3$$

$$\text{NO} : \bar{C}_p = 29,34 - 0,09395 \times 10^{-2}T + 0,9747 \times 10^{-5}T^2 - 4,187 \times 10^{-9}T^3$$

Figura B.1 - Calores específicos dos gases de exaustão em função da temperatura. Fonte: Ferraz (2014).

ANEXO C – Composição mássica dos gases de exaustão em função da potência

Os valores da composição mássica dos gases de exaustão são mostrados na Tabela C.1.

Tabela C.1 - Composição mássica dos gases de exaustão em função da potência.

Potência (cv)	CO₂	CO	O₂	NO	CH₄	N₂	H₂O
90 ^(*)	0,145581	0,004597	0,008676	0,001916	0,0001287	0,719953	0,119149
120 ^(§)	0,152102	0,004355	0,003471	0,002158	0,00006171	0,714412	0,123441
153 ^(‡)	0,120554	0,028778	0,005295	0,000342	0,0000647	0,714975	0,129991

Fonte: Barros (2015)^(*), Ferraz (2014)^(§) e Alves (2016)^(‡).

APÊNDICE A – Cálculo das taxas de calor a serem retiradas dos gases de exaustão com o auxílio do MATHCAD®

O cálculo da taxa de calor a ser retirada dos gases de exaustão é feito da seguinte forma:

$$\text{Taxa de calor} = \text{vazão mássica} * \Delta \text{Entalpia específica} = \text{vazão mássica} * \int_{T_1}^{T_2} c_p(T) dT$$

Para 90 cv:

$$\begin{aligned}
 & \text{CO}_2 \qquad \qquad \qquad \text{CO} \\
 & 14.5581 \cdot \frac{10^{-2}}{44.01} \left[\int_{819.15}^{919.15} (22.26 + 5.981 \cdot 10^{-2} \cdot T - 3.501 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 7.469 \cdot 10^{-9} \cdot T^3) dT \right] + 0.4597 \cdot \frac{10^{-2}}{28.01} \left[\int_{819.15}^{919.15} (28.16 + 0.1675 \cdot 10^{-2} \cdot T + 0.5372 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 2.222 \cdot 10^{-9} \cdot T^3) dT \right] = 17.957 \\
 & \text{O}_2 \qquad \qquad \qquad \text{NO} \\
 & 0.8676 \cdot \frac{10^{-2}}{31.99} \left[\int_{819.15}^{919.15} (25.48 + 1.520 \cdot 10^{-2} \cdot T - 0.7155 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 1.312 \cdot 10^{-9} \cdot T^3) dT \right] + 0.1916 \cdot \frac{10^{-2}}{30.006} \left[\int_{819.15}^{919.15} (29.34 - 0.09385 \cdot 10^{-2} \cdot T + 0.9747 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 4.187 \cdot 10^{-9} \cdot T^3) dT \right] = 1.138 \\
 & \text{CH}_4 \qquad \qquad \qquad \text{N}_2 \\
 & 0.01287 \cdot \frac{10^{-2}}{16} \left[\int_{819.15}^{919.15} (19.89 + 5.024 \cdot 10^{-2} \cdot T + 1.269 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 11.01 \cdot 10^{-9} \cdot T^3) dT \right] + 71.9953 \cdot \frac{10^{-2}}{28.013} \left[\int_{819.15}^{919.15} (28.9 - 0.1571 \cdot 10^{-2} \cdot T + 0.8081 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 2.873 \cdot 10^{-9} \cdot T^3) dT \right] = 81.661 \\
 & \text{H}_2\text{O} \\
 & 11.9149 \cdot \frac{10^{-2}}{18.015} \left[\int_{819.15}^{919.15} (32.24 + 0.1923 \cdot 10^{-2} \cdot T + 1.005 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 3.595 \cdot 10^{-9} \cdot T^3) dT \right] = 25.889 \qquad \qquad \qquad Q_{90cv} = 0.074 \cdot (17.957 + 1.138 + 81.661 + 25.889) = 9.372 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Para 120 cv:

$$\begin{aligned}
 & \text{CO}_2 \qquad \qquad \qquad \text{CO} \\
 & 15.2102 \cdot \frac{10^{-2}}{44.01} \left[\int_{819.15}^{919.15} (22.26 + 5.981 \cdot 10^{-2} \cdot T - 3.501 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 7.469 \cdot 10^{-9} \cdot T^3) dT \right] + 0.4355 \cdot \frac{10^{-2}}{28.01} \left[\int_{819.15}^{919.15} (28.16 + 0.1675 \cdot 10^{-2} \cdot T + 0.5372 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 2.222 \cdot 10^{-9} \cdot T^3) dT \right] = 18.71 \\
 & \text{O}_2 \qquad \qquad \qquad \text{NO} \\
 & 0.3471 \cdot \frac{10^{-2}}{31.99} \left[\int_{819.15}^{919.15} (25.48 + 1.520 \cdot 10^{-2} \cdot T - 0.7155 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 1.312 \cdot 10^{-9} \cdot T^3) dT \right] + 0.2158 \cdot \frac{10^{-2}}{30.006} \left[\int_{819.15}^{919.15} (29.34 - 0.09385 \cdot 10^{-2} \cdot T + 0.9747 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 4.187 \cdot 10^{-9} \cdot T^3) dT \right] = 0.609 \\
 & \text{CH}_4 \qquad \qquad \qquad \text{N}_2 \\
 & 0.006017 \cdot \frac{10^{-2}}{16} \left[\int_{819.15}^{919.15} (19.89 + 5.024 \cdot 10^{-2} \cdot T + 1.269 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 11.01 \cdot 10^{-9} \cdot T^3) dT \right] + 71.4412 \cdot \frac{10^{-2}}{28.013} \left[\int_{819.15}^{919.15} (28.9 - 0.1571 \cdot 10^{-2} \cdot T + 0.8081 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 2.873 \cdot 10^{-9} \cdot T^3) dT \right] = 81.005 \\
 & \text{H}_2\text{O} \\
 & 12.3441 \cdot \frac{10^{-2}}{18.015} \left[\int_{819.15}^{919.15} (32.24 + 0.1923 \cdot 10^{-2} \cdot T + 1.005 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 3.595 \cdot 10^{-9} \cdot T^3) dT \right] = 26.822 \qquad \qquad \qquad Q_{120cv} = 0.088 \cdot (18.71 + 0.609 + 81.005 + 26.822) = 11.189 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Para 153 cv:

$$\begin{aligned}
 & \text{CO}_2 \qquad \qquad \qquad \text{CO} \\
 & 12.0554 \cdot \frac{10^{-2}}{44.01} \left[\int_{819.15}^{919.15} \left(22.26 + 5.981 \cdot 10^{-2} \cdot T - 3.501 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 7.469 \cdot 10^{-9} \cdot T^3 \right) dT \right] + 2.8778 \cdot \frac{10^{-2}}{28.01} \left[\int_{819.15}^{919.15} \left(28.16 + 0.1675 \cdot 10^{-2} \cdot T + 0.5372 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 2.222 \cdot 10^{-9} \cdot T^3 \right) dT \right] = 17.742 \\
 & \text{O}_2 \qquad \qquad \qquad \text{NO} \\
 & 0.5295 \cdot \frac{10^{-2}}{31.99} \left[\int_{819.15}^{919.15} \left(25.48 + 1.520 \cdot 10^{-2} \cdot T - 0.7155 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 1.312 \cdot 10^{-9} \cdot T^3 \right) dT \right] + 0.0342 \cdot \frac{10^{-2}}{30.006} \left[\int_{819.15}^{919.15} \left(29.34 - 0.09385 \cdot 10^{-2} \cdot T + 0.9747 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 4.187 \cdot 10^{-9} \cdot T^3 \right) dT \right] = 0.603 \\
 & \text{CH}_4 \qquad \qquad \qquad \text{N}_2 \\
 & 0.006047 \cdot \frac{10^{-2}}{16} \left[\int_{819.15}^{919.15} \left(19.89 + 5.024 \cdot 10^{-2} \cdot T + 1.269 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 11.01 \cdot 10^{-9} \cdot T^3 \right) dT \right] + 71.4975 \cdot \frac{10^{-2}}{28.013} \left[\int_{819.15}^{919.15} \left(28.9 - 0.1571 \cdot 10^{-2} \cdot T + 0.8081 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 2.873 \cdot 10^{-9} \cdot T^3 \right) dT \right] = 81.069 \\
 & \text{H}_2\text{O} \\
 & 12.9991 \cdot \frac{10^{-2}}{18.015} \left[\int_{819.15}^{919.15} \left(32.24 + 0.1923 \cdot 10^{-2} \cdot T + 1.005 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 3.595 \cdot 10^{-9} \cdot T^3 \right) dT \right] = 28.245 \qquad \qquad \qquad Q_{153cv} = 0.1036(17.742 + 0.603 + 81.069 + 26.845) = 13.08 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

**APÊNDICE B – Tabela dos dados referentes ao rendimento térmico do motor
Perkins ottolizado**

O gás natural fornecido pela PBGÁS possui as seguintes propriedades:

- Poder Calorífico Inferior (Q_{PCI}) = 46683 kJ/kg
- Massa específica = 0,7165 kg/m³

Para o cálculo do rendimento térmico foi utilizado a Equação 3.5. A energia de combustão é dada pelo produto da vazão mássica pelo poder calorífico inferior. A Tabela A.2 mostra os dados da potência motriz, do consumo, da vazão mássica, da energia de combustão e do rendimento térmico.

Tabela A.2 – Dados da potência motriz, do consumo, da vazão mássica, da energia de combustão e do rendimento térmico.

Potência (cv)	Consumo de GN (m³/h)	Vazão mássica (kg/s)	Energia de combustão (kW)	Rendimento térmico
10	5,99	0,0178	830,9	0,01317
30	9,48	0,0298	1391,1	0,02559
50	12,43	0,0419	1956,1	0,03278
70	15,11	0,0541	2525,6	0,03691
90	16,92	0,0658	3071,7	0,04039
110	19,71	0,0781	3645,9	0,04276