



UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO – UFOP

ESCOLA DE MINAS

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA



LUCAS HENRIQUE FELISBERTO

**ESTUDO DE MELHORIA DE DESEMPENHO DE UM MOTOR DE
COMBUSTÃO INTERNA CICLO OTTO COM FOCO EM AUMENTO
DE POTÊNCIA: O CASO DO VEÍCULO FORD CORCEL 1, ANO DE
FABRICAÇÃO 1975**

**OURO PRETO - MG
2021**

LUCAS HENRIQUE FELISBERTO

lucas.felisberto@aluno.ufop.edu.br

**ESTUDO DE MELHORIA DE DESEMPENHO DE UM MOTOR DE
COMBUSTÃO INTERNA CICLO OTTO COM FOCO EM AUMENTO
DE POTÊNCIA: O CASO DO VEÍCULO FORD CORCEL 1, ANO DE
FABRICAÇÃO 1975**

Monografia apresentada ao Curso de
Graduação em Engenharia Mecânica
da Universidade Federal de Ouro Preto
como requisito para a obtenção do
título de Engenheiro Mecânico.

Professor orientador: DSc. Diogo Antônio de Sousa

**OURO PRETO – MG
2021**

SISBIN - SISTEMA DE BIBLIOTECAS E INFORMAÇÃO

F315e Felisberto, Lucas Henrique .

Estudo de melhoria de desempenho de um motor de combustão interna ciclo Otto com foco em aumento de potência [manuscrito]: o caso do veículo Ford Corcel 1, ano de fabricação 1975. / Lucas Henrique Felisberto. - 2021.
72 f.

Orientador: Prof. Dr. Diogo Antônio de Sousa.
Monografia (Bacharelado). Universidade Federal de Ouro Preto. Escola de Minas. Graduação em Engenharia Mecânica .

1. Turbocompressores. 2. Turbinas. 3. Amplificadores de potência. 4. Motores de combustão interna - Ford Corcel 1. I. Sousa, Diogo Antônio de. II. Universidade Federal de Ouro Preto. III. Título.

CDU 621

Bibliotecário(a) Responsável: Maristela Sanches Lima Mesquita - CRB-1716



MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO
REITORIA
ESCOLA DE MINAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA



FOLHA DE APROVAÇÃO

Lucas Henrique Felisberto

Estudo de melhoria de desempenho de um motor de combustão interna ciclo Otto com foco em aumento de potência: o caso do veículo Ford Corcel 1, ano de fabricação 1975

Monografia apresentada ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Ouro Preto como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico

Aprovada em 06 de dezembro de 2021

Membros da banca

DSc. Diogo Antônio de Sousa - Orientador (Universidade Federal de Ouro Preto)
DSc. Washington Luis Vieira da Silva (Universidade Federal de Ouro Preto)
MSc. Sávio Sade Tayer (Universidade Federal de Ouro Preto)

Diogo Antônio de Sousa, orientador do trabalho, aprovou a versão final e autorizou seu depósito na Biblioteca Digital de Trabalhos de Conclusão de Curso da UFOP em 11/12/2021



Documento assinado eletronicamente por **Diogo Antonio de Sousa, PROFESSOR DE MAGISTERIO SUPERIOR**, em 11/12/2021, às 11:09, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site http://sei.ufop.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **0257052** e o código CRC **8F9E344C**.

Referência: Caso responda este documento, indicar expressamente o Processo nº 23109.013097/2021-41

SEI nº 0257052

R. Diogo de Vasconcelos, 122, - Bairro Pilar Ouro Preto/MG, CEP 35400-000
Telefone: (31)3559-1533 - www.ufop.br

Primeiramente dedico à Deus mais esta etapa vencida, a meus pais e irmão, pelo apoio.

AGRADECIMENTO

A Deus, por minha vida, e por ter me ajudado em todos os momentos difíceis encontrados durante o curso.

Aos meus pais e irmão, pelo apoio sempre incondicional durante toda minha trajetória.

Ao meu orientador Diogo Antônio de Sousa, pelo incentivo e orientação neste trabalho.

Aos professores do curso de engenharia mecânica por suas importantes contribuições para o aprimoramento do trabalho.

Aos amigos, especialmente moradores e ex-alunos da Artigo Quinto, pela parceria de tantos anos.

Aos membros da Diferencial Empresa Júnior que me passaram importantes contribuições para meu crescimento e estiveram sempre ao meu lado.

“O sentido da vida não é simplesmente existir, sobreviver, mas seguir em frente, subir, alcançar e conquistar”.

Arnold Schwarzenegger

RESUMO

Este trabalho apresenta uma base teórica sobre motores de combustão interna ciclo Otto e seu funcionamento, assim como estratégias e dimensionamento para aumento de sua potência. Nesse contexto, os carros clássicos, anteriores aos anos 2000, foi objeto desse estudo. Por se tratar de carros antigos, os motores originais não têm potência e rendimento eficientes como em carros mais novos ou como tinham na época em que foram lançados. O presente trabalho tem como objetivo propor um estudo teórico de modificações em um motor de combustão interna que serão capazes de aumentar a potencia do motor de um veículo Corcel 1, ano de fabricação 1975. Para isso foi elaborada uma revisão bibliográfica acerca dos MCI e soluções para seu aumento de potência. Na sequência, foi aplicado uma metodologia de pesquisa exploratória, quantitativa de método bibliográfico se baseando em artigos, dissertações e livros acerca do assunto. Diante disso foi realizado um estudo de aumento de potência para o motor a fim de deixá-lo com melhor desempenho para trafegar em curtas distâncias e também em grandes viagens. Existem algumas soluções para aumentar potência de um motor, porém, todas precisam ser adaptadas. Dentre todas, duas foram selecionadas para esse estudo de caso, sendo: aumento volumétrico e adição de sistema turbocompressor. Ambas escolhas foram selecionadas por serem mais factíveis com o estudo de caso do Ford Corcel 1, ano de fabricação 1975. Com a pesquisa foi possível dimensionar, por meio de cálculos teóricos, o aumento volumétrico ideal para esse motor, assim como, o dimensionamento e escolha do sistema de turbocompressor. Os resultados sugerem que após implementações das soluções propostas, o motor original de 1372cm³ (cilindradas) e massa de ar admitida de 0,061 kg/s resultando em 75cv (5400 rpm), converta num motor de 1435cm³ e massa de ar admitida de 0,089 kg/s resultando em 120cv (5700 rpm).

Palavras-chave: Turbocompressor. Turbina. Turbo. MCI. Aumento de potência. Ford Corcel 1.

ABSTRACT

This work presents a theoretical basis on Otto cycle internal combustion engines and their operation, as well as strategies and dimensioning to increase their power. In this context, classic cars, prior to the 2000s, were the object of this study. As they are old cars, the original engines do not have efficient power and efficiency as in newer cars or as they had at the time they were launched. The present work aims to propose a theoretical study of modifications in an internal combustion engine that will be able to increase the engine power of a Corcel 1 vehicle, manufacturing year 1975. For this, a bibliographical review about the MCI and solutions was elaborated. for its power boost. Afterwards, an exploratory research methodology, quantitative bibliographic method based on articles, dissertations and books on the subject was applied. Therefore, a study of engine power increase was carried out in order to leave it with better performance for traveling over short distances and also on long journeys. There are some solutions to increase the power of an engine, however, they all need to be adapted. Among all, two were selected for this case study, namely: volumetric increase and addition of a turbocharger system. Both choices were selected because they are more feasible with the case study of the Ford Corcel 1, year of manufacture 1975. With the research it was possible to dimension, through theoretical calculations, the ideal volumetric increase for this engine, as well as the sizing and choice of turbocharger system. The results suggest that after implementing the proposed solutions, the original engine of 1372cm³ (displacement) and admitted air mass of 0.061 kg/s resulting in 75hp (5400 rpm), will be converted into an engine of 1435cm³ and admitted air mass of 0.089 kg/s s resulting in 120hp (5700 rpm).

Key-words: Turbocharger. Turbine. Turbo. MCI. Power boost. Ford Corcel 1.

LISTA DE SÍMBOLOS

ε – Efetividade

ε – Eficiência do compressor

η – Eficiência isentrópica

λ – Mistura estequiométrica de ar-combustível

γ – Razão entre calores específicos

γ – Razão estequiométrica de ar-combustível

ω – Rotação do motor

τ – Torque

ρ_{ar} – Densidade do ar

ΔU – Variação de energia interna

η_v – Eficiência volumétrica do motor

$\dot{m}_a$ – Vazão mássica de ar

$\dot{m}_c$ – Vazão mássica de combustível

A – Área

BSFC – Consumo específico de combustível

C_f – Capacitância térmica do fluido frio

$C_{\text{máx}}$ – Maior valor entre as capacitâncias do fluido quente e frio

C_{min} – Menor valor entre as capacitâncias do fluido quente e frio

C_{pq} – Capacidade térmica específica a pressão constante do fluido quente

C_q – Capacitância térmica do fluido quente

C_r – Razão entre capacitâncias

D – Diâmetro do pistão

D_t – Diâmetro do duto

F_{ar} – Fluxo de ar

F_{vl} – Fluxo volumétrico de ar

L – Curso do pistão

m_a – Massa de ar

MAP_{req} – Pressão absoluta

m_{asp} – Massa total aspirada
 m_c – Massa de combustível
 m_q – Vazão mássica do fluido quente
 N – Rotação de potência máxima
 N_c – Número de cilindros
 NUT – Numero de unidade de transferência
 P_1 – Pressão na entrada do compressor
 P_{1c} – Pressão na entrada do compressor
 P_2 – Pressão na saída do compressor
 P_{2c} – Pressão na saída do compressor
 P_c – Razão de pressão
 P_{ot} – Potência
 Q – Troca de calor real
 Q_c – Fluxo de gases de escape
 Q_{ciclo} – Total de calor transferido ou retirado
 $Q_{máx}$ – Troca de calor máxima
 Q_{mis} - Fluxo de ar +gasolina admitido
 Q_n – Calor no ponto n
 R – Constante dos gases ideais
 r – Taxa de compressão
 T_1 – Temperatura na entrada do compressor
 T_2 – Temperatura na saída do compressor
 T_{ef} – Temperatura de entrada do fluido frio
 T_{eq} – Temperatura de entrada do fluido quente
 T_{esp} – Temperatura dos gases de escape
 T_m – Temperatura no coletor de admissão
 T_n – Temperatura no ponto n
 T_{sq} – Temperatura de saída do fluido quente
 U – Coeficiente global de transferência de calor

V – Velocidade de escoamento

V_d – Cilindrada/Volume do motor

W – Trabalho resultante no sistema

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Corcel 1975 em estudo	2
Figura 2 - Sistema biela-manivela.....	5
Figura 3 - Quatro tempos de um motor de combustão interna	6
Figura 4 - Diagrama p vs V ciclo Otto teórico	7
Figura 5 - Diagrama p x V ciclo Otto real	8
Figura 6 - Ciclo teórico de Otto.....	9
Figura 7 - rendimento do ciclo Otto	11
Figura 8 - Potencial de melhoria de rendimento com a elevação de taxa de compressão de uma unidade.....	12
Figura 9 - Pistões de Corcel 1 1400	13
Figura 10 – Modelos de veículos da linha Corcel.....	13
Figura 11 - Kit 1.6 para motor cht Corcel e Belina.....	15
Figura 12 - Exemplo de compressor mecânico, blower.....	16
Figura 13 - Funcionamento do sistema de sobrealimentação.....	17
Figura 14 - Turbo <i>lag</i> para pequenos, médios e grandes turbocompressores	19
Figura 15 - Comparação de torque e consumo de combustível em motores turbo alimentados e aspirados naturalmente.....	20
Figura 16 – Turbina Auto Avonics A240	21
Figura 17- Turbina Biagio Aut905.63m	21
Figura 18 - Turbina Biagio Apl240 com refluxo	22
Figura 19 - A/R do turbocompressor	23
Figura 20 - Torque x rotação	24
Figura 21 – Turbocompressor de geometria variável	25
Figura 22 - Mapa do turbocompressor.....	26

Figura 23 – Kit intercooler	31
Figura 24 - Funcionamento de um turbocompressor com destaque para o intercooler	32
Figura 25 - Intercooler instalado na grade frontal de um carro	33
Figura 26 - Taxa de compressão 8:1	38
Figura 27 – Fluxograma de realização do presente trabalho	41
Figura 28 - Mapa de eficiência do compressor Garrett GT2052.....	55
Figura 29 – Ponto de operação localizado no mapa de eficiência do compressor Garrett GT2052	56
Figura 30 - Mapa de eficiência da turbina GT2052	59
Figura 31 -Gráfico comparativo da potência para cada solução proposta.....	65
Figura 32 - Gráfico fluxo de ar admitido vs potência gerada	66

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Indicadores do trabalho	42
Tabela 2 - Dados do motor Ford CHT 1.4.....	44
Tabela 3 - Parâmetros encontrados no cálculo do fluxo de ar admitido.....	47
Tabela 4 - Eficiência volumétrica por rotação	49
Tabela 5 -Parâmetros para aumento volumétrico.....	51
Tabela 6 - Parâmetros para o cálculo do fluxo necessário.....	52
Tabela 7 – Parâmetros após cálculo de pressão absoluta.....	53
Tabela 8 -Parâmetros do cálculo do fluxo de ar admitido pelo motor.....	58

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	1
1.1	Formulação do problema.....	1
1.2	Justificativa.....	2
1.3	Objetivos.....	3
1.3.1	Objetivo geral	3
1.3.2	Objetivos específicos.....	3
1.4	Estrutura do trabalho.....	4
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	5
2.1	Motores de combustão interna	5
2.1.1	Motores de ciclo Otto	6
2.1.2	Rendimento teórico do ciclo Otto.....	9
2.1.3	Motor CHT.....	12
2.2	Aumento de volume.....	13
2.2.1	Aumento volumétrico.....	14
2.3	Sobrealimentação.....	15
2.3.1	Turbocompressores	17
2.3.2	Dimensionamento de turbocompressores	21
2.3.3	Dimensionamento de turbinas	29
2.3.4	Resfriadores de Ar.....	30
2.4	Outros cálculos do ciclo Otto	37
2.4.1	Cilindrada.....	37
2.4.2	Taxa de compressão	37
2.4.3	Proporção de Ar/Combustível	38
2.4.4	Potência do motor.....	39
3.	METODOLOGIA	40
3.1	Tipo de pesquisa.....	40
3.2	Materiais e métodos	41
3.3	Variáveis e Indicadores	42
3.4	Instrumento de coleta de dados.....	42
3.5	Tabulação dos dados.....	43

3.6	Considerações finais do capítulo.....	43
4.	RESULTADOS.....	44
4.1	Determinação de parâmetros prévios.....	44
4.1.1	Eficiência volumétrica para rotação de torque máximo.....	44
4.1.2	Eficiência volumétrica para rotação de potência máxima	46
4.2	Aumento volumétrico	47
4.2.1	Cilindrada.....	48
4.2.2	Correção de rotações para torque e potência máximos.....	49
4.2.3	Previsão de potência.....	49
4.3	Turbocompressor	51
4.3.1	Dimensionamento do compressor	51
4.3.2	Dimensionamento da turbina.....	57
4.4	Intercooler.....	59
4.4.1	Diâmetro mínimo teórico na saída do compressor	59
4.4.2	Temperatura do ar na entrada do intercooler	61
4.4.3	Efetividade do Intercooler.....	62
4.4.4	Área do Intercooler.....	64
4.5	Interação de resultados	65
5.	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	67
5.1	Conclusões.....	67
5.2	Recomendações para Trabalho Futuros.....	67
6.	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	69

1. INTRODUÇÃO

1.1 Formulação do problema

Ser proprietário de um veículo com idade de fabricação superior a trinta anos é mais que um *hobby*, requer algumas habilidades de condução veicular e de mecânica. No entanto, é notável o crescimento dos apaixonados por carros antigos. A estimativa da FuMTran, Fundação Memória do Transporte, citado por Gusmão (2010), é de que o número de colecionadores triplicou entre o início dos anos 90 e início dos anos 2010, passando de 2 mil para 6 mil proprietários de colecionáveis no Brasil. Acompanhando esse número, cresce também os admiradores de carros antigos.

A paixão por carros clássicos é algo marcante há décadas por aficionados por carros, no entanto, uma tendência tem se destacado, a customização em aparência e motorização desses veículos. Os carros antigos, ou simplesmente antigos, são um *hobby* dos amantes de carros que nos últimos anos têm buscado alinhar a beleza clássica das linhas da carroceria com o conforto proporcionado por novas tecnologias.

Por se tratar de carros antigos, os motores originais não têm potência e rendimento eficientes como em carros mais novos ou como tinham na época em que foram lançados. Desta forma a busca por melhorias significativas dos motores antigos trocando apenas algumas peças tem sido comum nesse meio.

Por ser composto de muitos componentes metálicos, dos quais, muitos são submetidos a esforços dinâmicos, é esperado que haja desgaste, que é mais significativo quando há falta de manutenção ou essa é feita de forma incorreta, sendo esse processo mais acentuado nos carros antigos, por conta de materiais com menos tecnologia, tolerâncias e ajustes dos componentes, assim como, lubrificantes e o acabamento superficial que são menos eficientes que os atuais. O desgaste de peças internas dos motores, como cilindros, bielas, virabrequim, entre outras, causam folgas e, conseqüentemente, perda de eficiência em suas respectivas funções.

Este trabalho visa um estudo teórico de melhorias do motor original de um Corcel 1, ano de fabricação 1975, que propõem aumento de potência e confiança em viagens de longa duração (> 2 horas), usando recursos como turbocompressor e intercooler. Este projeto busca também manter o bloco original do motor a fim de diminuir custos e evitar adaptações nos suportes de motor e caixa. Tais modificações trarão mais rendimento para o motor que, com cerca de 45 anos de construção, perdeu potência e, não é confiável em trajetos longos (> 100

km) aos quais o automóvel é submetido para participação em encontros de carros antigos e passeios de lazer. Então, tem-se a seguinte problemática:

Como propor um estudo teórico de melhorias para aumento de potência do motor do veículo Ford Corcel 1, ano de fabricação 1975?

1.2 Justificativa

No ano de 2018, o Corcel alcançou o marco de 50 anos no Brasil. O modelo foi um dos maiores sucessos da Ford no Brasil totalizando mais de 1.4 milhões de exemplares produzidos, segundo consta o site da própria empresa (FORD MEDIA CENTER, 2021). O carro está na história do automobilismo brasileiro, motivo esse que o faz ser alvo de paixões de milhares de proprietários. Por muitas vezes eles são modificados para terem “a cara” do dono ou para se tornarem mais potentes e tecnológicos.

O modelo do Corcel em estudo neste trabalho já conta com algumas modificações tecnológicas como sistema de som, vidros e travas de portas elétricos, além de alarme, câmera de ré e outras alterações na aparência, contendo pintura fora do catálogo original e para-choques na cor do carro. Vê-se então uma necessidade de atualização no sistema de propulsão que conta hoje com um motor 1.4 litros, original de fábrica que conta, de acordo com o manual do proprietário do veículo, com 4 cilindros em linha, à gasolina rendendo 75 cavalos de potência. A Figura 1 mostra as modificações visuais do carro.



Figura 1 – Corcel 1975 em estudo
Fonte: Pesquisa direta (2021)

Devido à baixa potência do motor 1.4 original, faz-se necessário um trabalho para que haja um aumento de sua potência, uma vez que com esse ganho as ultrapassagens em estradas de mão dupla não serão forçadas, pois o aumento de aceleração proporcionará uma manobra mais rápida, consequentemente, maior segurança diminuindo a chance de acidentes. Outra consideração importante é a respeito da confiabilidade que, trocando componentes antigos e/ou adicionando componentes novos (com novas tecnologias), desse motor aumentará suas horas de trabalho diminuindo sua manutenção.

Para um aumento de potência em motores automotivos há dezenas de modificações possíveis, então torna-se importante um estudo teórico prévio para se observar a contribuição que cada modificação agregará ao motor do carro em estudo e então analisar a viabilidade de aplicação de cada uma delas. Será sempre levado em consideração a relação de custo e aumento de potência, traçando um paralelo entre o que o motor é capaz de entregar atualmente com a expectativa de potência que terá após as alterações. Ao fim do trabalho será possível concluir a melhor estratégia para trabalhar o aumento de potência do motor.

O maior donativo deste material é a busca por aperfeiçoamento de motores de combustão interna antigos com substituição de peças não principais do sistema de tração, sempre sendo paralelo com o custeio das adaptações, buscando assim o melhor custo benefício em peças e mão-de-obra.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo geral

Propor um estudo teórico de modificações no motor de um veículo Corcel 1, ano de fabricação 1975, que proporcionarão um aumento de potência necessário para viajar em autoestradas com confiabilidade e segurança.

1.3.2 Objetivos específicos

- Realizar um estudo teórico sobre motores de ciclo Otto focando em possíveis soluções que aumentem sua potência;
- Fazer uma pesquisa bibliográfica a fim de dimensionar soluções de aumento de potência: aumento volumétrico, turbocompressor e intercooler;
- Elaborar um procedimento metodológico capaz de fornecer condições para dimensionamento teórico das soluções escolhidas para aumento de de potência.

- Selecionar soluções mecânicas para realização de um estudo focado em aumento de potência; e analisar o aumento de potência de cada uma delas para o caso do Ford Corcel 1, ano de fabricação 1975;
- Obter 120 cavalos de potência.

1.4 Estrutura do trabalho

O trabalho está dividido em cinco capítulos, onde no primeiro capítulo é apresentado a formulação do problema, a justificativa para a realização do trabalho e seus objetivos geral e específicos.

O segundo capítulo trata da fundamentação teórica dos conceitos e teorias a respeito de motores de combustão interna automotivos. Também são relatados os diferentes tipos mecanismos e peças que promovem aumento de potência nos motores e suas diversas configurações.

No terceiro capítulo, é proposta uma metodologia de trabalho para se conseguir as melhorias esperadas para o veículo em estudo.

Os resultados obtidos pelo desenvolvimento da pesquisa de modificações para aumentar potência do motor de combustão interna do Ford Corcel 1, 1975, são apresentados no capítulo quatro.

No quinto capítulo são revisados os resultados alcançados e tomadas as conclusões a partir deles, verificando ainda a obtenção dos objetivos descritos na introdução do trabalho.

Por fim, tem-se as referências bibliográficas usadas durante todo o trabalho.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Motores de combustão interna

O motor de combustão interna é uma máquina térmica que converte energia química do combustível em energia mecânica por meio de um eixo giratório. O combustível, no Brasil os mais comuns são gasolina, etanol e diesel, é queimado por meio de um processo de oxidação que ocorre dentro do motor. A expansão que ocorre nessa queima movimenta pistões, que por sua vez giram o virabrequim que leva o movimento até o sistema de movimentação desejado, seja para propulsão em caso de veículos ou impulsionar geradores e bombas (PULKRABEK, 1997).

Segundo Martins (2006), o motor de combustão é constituído por cilindros e dentro deles estão os pistões que ligados ao virabrequim (cambota) por meio da biela, Figura 2

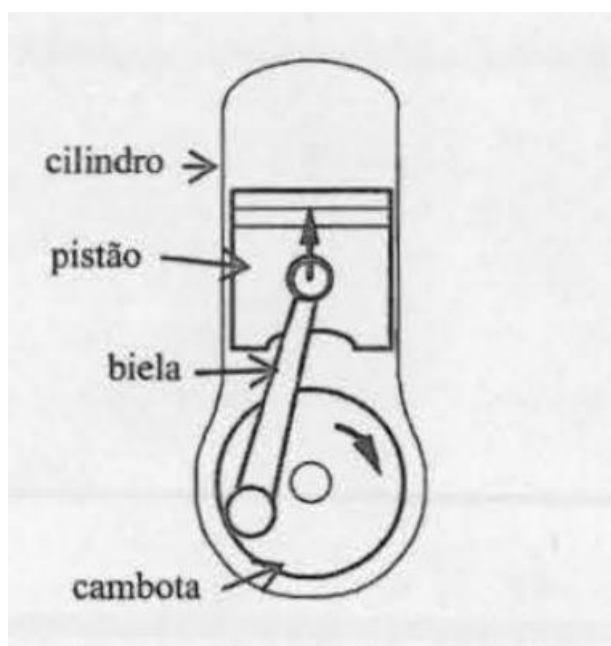


Figura 2 - Sistema biela-manivela
Fonte: Martins (2006, p. 5)

Ainda por Martins (2006), ao movimentar os pistões para subirem e descerem dentro dos cilindros, como é mostrado pelas setas na Figura 2, o virabrequim gira e, o processo contrário, ao girar o virabrequim, os pistões se movimentam dentro dos cilindros, também é verdade. Portanto, o sistema de propulsão de um veículo (rodas tracionadas) pode movimentar

os pistões dentro de um motor, porém o que é buscado, em veículo com motor de combustão interna, é que o motor seja capaz de movimentar as rodas a partir da queima de combustível.

2.1.1 Motores de ciclo Otto

O motor de ciclo Otto foi desenvolvido por Nikolaus August Otto, ao fim do século XIX, e segue classificações de ser de combustão interna, 4 tempos e ignição por centelha (PULKRABEK, 1997). O acionamento por centelha ou faísca significa que a queima do combustível dentro dos cilindros é iniciada por uma descarga elétrica que parte da vela de ignição.

A Figura 3 representa os quatro tempos do motor de ciclo Otto.

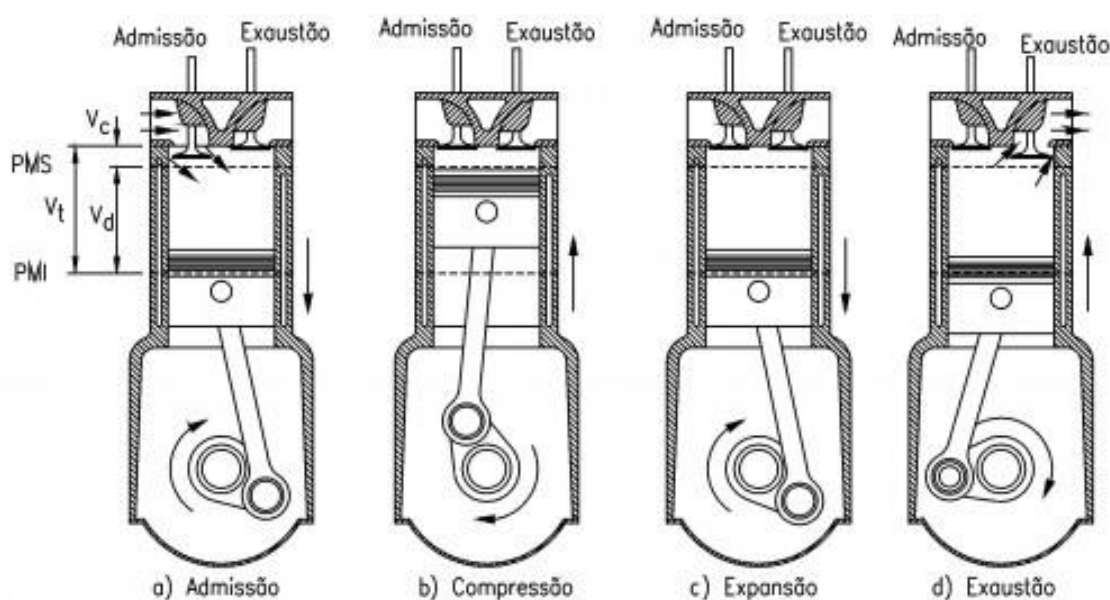


Figura 3 - Quatro tempos de um motor de combustão interna
Fonte: Culturamix (2010)

Segundo Cláudio (2017), os quatro tempos do ciclo do motor Otto podem ser descritos como:

- 1- Admissão (Figura 3a): é o momento em que o ar, juntamente com o combustível, é admitido para dentro do cilindro por meio da válvula de admissão. Nessa etapa, o pistão se encontra em movimento de descida para seu ponto máximo inferior, chamado também de ponto morto inferior (PMI);

- 2- Compressão (Figura 3b): Uma vez que o ar é admitido para dentro do cilindro, a válvula de admissão se fecha e o pistão inicia o movimento de subida comprimindo a mistura de ar-combustível. Com a mistura comprimida na parte superior do cilindro, próxima ao cabeçote, é lançada a centelha de ignição pela vela de ignição;
- 3- Expansão (Figura 3c): com a centelha acionada é dada a explosão do combustível e, com isso, os gases gerados a altas temperaturas e pressão empurram novamente o pistão para baixo produzindo a força necessária ao virabrequim;
- 4- Exaustão (Figura 3d): com o cilindro cheio de gases, agora queimados, há a abertura da válvula de exaustão e o pistão se movimenta para cima até seu ponto máximo superior, conhecido como ponto morto superior (PMS), e assim expulsa todos os gases que preenchiam o cilindro e permitindo que o ciclo se inicie novamente.

Para representar graficamente o que ocorre dentro do ciclo completo é comum usar o diagrama de pressão-volume. A Figura 4 mostra o ciclo teórico no diagrama pressão-volume.

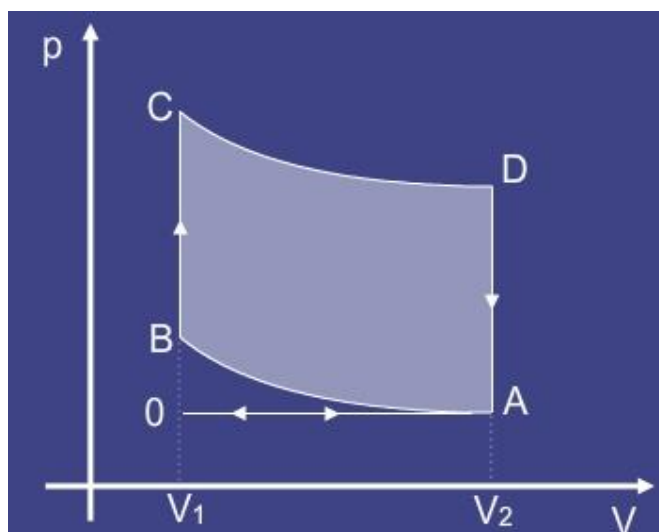


Figura 4 - Diagrama p vs V ciclo Otto teórico
Fonte: Schultz (2009)

Na Figura 4 é possível ver que o processo de admissão da mistura ar-combustível (0-A) é tido como um processo isobárico, ou seja, a pressão nessa etapa não é alterada. O segundo momento, a compressão, é um processo de grande redução de volume e certo aumento de pressão (A-B). O processo de compressão é seguido pela entrada de calor a volume constante (B-C) no ponto morto superior. O ponto C é onde o ciclo atinge maior pressão e também maior temperatura. O processo de combustão ocorre em C-D, havendo um aumento de volume devido

2.1.2 Rendimento teórico do ciclo Otto

A eficiência de um motor está ligada a diversos fatores, portanto, são geralmente de baixos percentuais. Um motor eficiente é capaz de transformar o máximo possível da energia fornecida pelo combustível em trabalho, toda energia que não é convertida em forma de trabalho é dissipada em forma de calor, ruídos, atrito, sistema de arrefecimento do carro, entre outros. Um motor de ciclo Otto tem eficiência média de 30%, ou seja, menos de um terço da energia do combustível é convertida em trabalho de propulsão para o carro.

Martins (2006) parte da aplicação do 1º princípio da termodinâmica para calcular o rendimento teórico dos ciclos térmicos:

$$\Delta U = Q_{\text{ciclo}} + W_{\text{ciclo}} \quad (1)$$

A equação que descreve matematicamente a Primeira Lei da Termodinâmica mostra que a variação de energia interna de um ciclo (ΔU) é a soma do total de calor transferido ou retirado do sistema (Q) e o trabalho resultante no sistema (W).

A Figura 6 mostra o ciclo teórico de Otto em dois diagramas, um para cálculo do trabalho (Figura da esquerda) e outro para cálculo do calor do ciclo (Figura da direita).

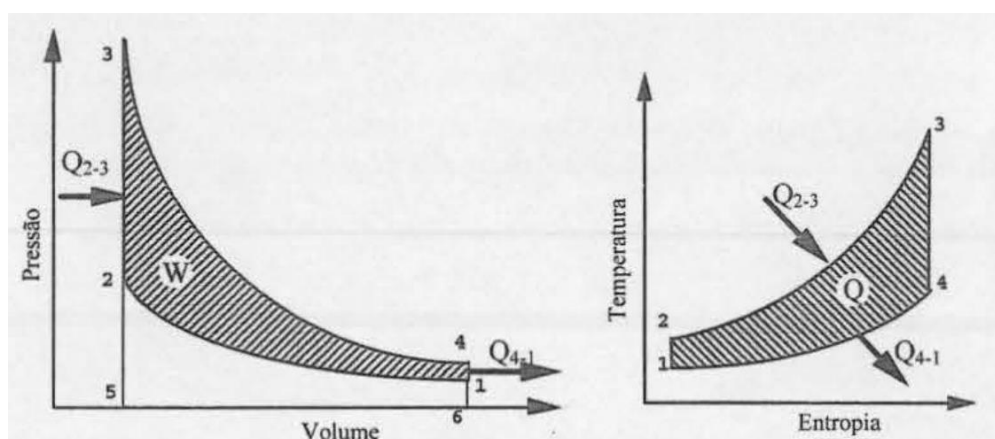


Figura 6 - Ciclo teórico de Otto
Fonte: Martins (2006)

A Figura 6 representa graficamente o ciclo em pressão x volume e temperatura x entropia. A partir da Figura 6, Martins (2006) conclui que: (1) na etapa 1-2 o fluido é

comprimido por meio de realização de trabalho do pistão. (2) em 2-3 ocorre a explosão instantânea da mistura de ar-combustível com o pistão em PMS. A quantidade de calor fornecido é definida por: $Q_{2-3}=C_v.(T_3-T_2)$, sendo C_v a capacidade calorífica do combustível e T_2 e T_3 as temperaturas nos pontos 2 e 3, respectivamente. (3) no momento entre 3 e 4 o fluido realiza trabalho sobre os pistões. Esse trabalho é definido pela área hachurada do gráfico p-V. (4) a etapa 4-1 corresponde a perda de calor definida por: $Q_{4-1}=C_v.(T_4-T_3)$, onde T_3 e T_4 as temperaturas nos pontos 3 e 4, respectivamente.

O rendimento do ciclo é:

$$\eta = \frac{W}{Q_q} = 1 - \frac{|Q_{4-1}|}{Q_{2-3}} = 1 - \left(\frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \right) = 1 - \frac{T_1^{\frac{T_4}{T_1}} - 1}{T_2^{\frac{T_3}{T_2}} - 1} \quad (2)$$

η - Rendimento do ciclo [-];

W - Trabalho [J];

Q_n - Calor no ponto n[J];

T_n - Temperatura no ponto n [K];

O quociente entre o volume total por cima do pistão quando em PMI e o volume total quando ele está em PMS, $\varepsilon = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}}$, é denominado taxa de compressão do motor (MARTINS, 2006)

Definindo $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$ (quociente entre capacidades caloríficas). Para onde c_p é a capacidade calorífica específica a pressão constante (J/kg.K) e c_v é a capacidade calorífica específica a volume constante (J/kg.K).

Tem-se:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{\gamma-1} = \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} \quad (3)$$

e como:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\gamma-1} = \frac{T_1}{T_2} \quad (4)$$

Chega-se em:

$$\eta = \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} \quad (5)$$

Portanto, o rendimento de um motor de combustão interna depende diretamente da taxa de compressão, segundo a Equação (5). No entanto, a compressão de qualquer combustível é limitada devido ao fenômeno de autoignição, que é quando o fluido é suficientemente comprimido a ponto de chegar a uma condição de temperatura e pressão que acontece a ignição instantânea de toda a mistura. Essa ocorrência deve ser evitada pois ela aumenta muito as temperaturas de funcionamento do motor podendo danificar suas partes internas mais sensíveis como pistões e válvulas (MARTINS 2006). As Figura 7 e Figura 8 demonstram o aumento e queda, respectivamente, de rendimento devido ao aumento da taxa de compressão.

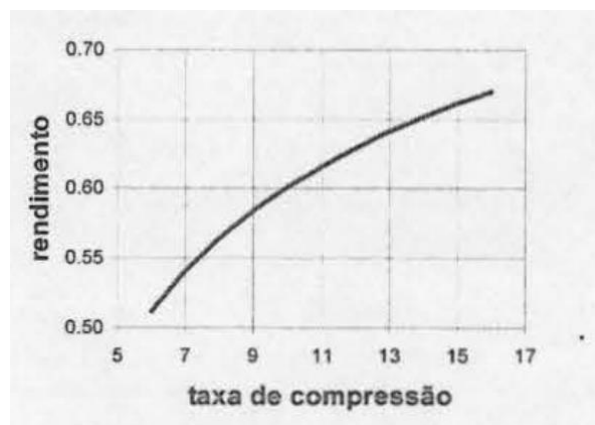


Figura 7 - rendimento do ciclo Otto
Fonte: Martins (2006, p.37)

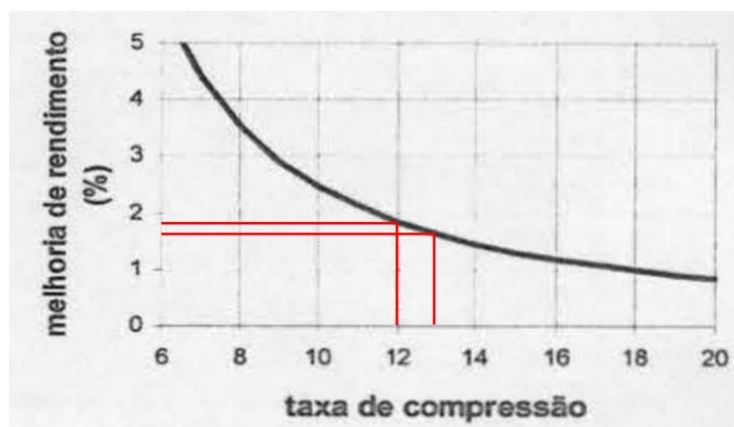


Figura 8 - Potencial de melhoria de rendimento com a elevação de taxa de compressão de uma unidade
 Fonte: Adaptado de Martins (2006, p.37)

A Figura 7 evidencia que motores de combustão interna, no geral, têm um aumento no rendimento que acompanha o aumento da taxa de compressão, mas, simultaneamente, vê-se na Figura 8, a melhoria percentual do rendimento decai com o aumento da taxa de compressão. Martins (2006) aponta que a melhora resultante do aumento de 12:1 para 13:1 não chega a 2%, o que é suficiente para delimitar 12:1 como uma taxa de compressão máxima para motores à gasolina.

No entanto, Martins (2006) também afirma que a característica mais importante dos combustíveis utilizados em motores de ignição por centelha comandada é o índice de octano. Essa característica é que determina a máxima compressão que o combustível pode ser submetido antes de entrar em autoignição. Portanto, a informação sobre a octanagem deve ser considerada para determinação da taxa de compressão de um motor de combustão interna.

2.1.3 Motor CHT

O motor identificado de CHT 1.4 da marca Ford, presente em diversos modelos da Ford, de acordo com os dados encontrados no Manual do Proprietário, tem o motor de volume 1372 cm³ que possui carburador de corpo simples, duas válvulas por cilindro, cilindros de 75,3mm de diâmetro, curso do êmbolo de 77,0mm e taxa de compressão de 8:1. O bloco é produzido em ferro fundido e sua potência e torque originais são de 75 cv. a 5400 rpm e 11,5 kgf a 3600 rpm movido pela combustão de gasolina.

As Figura 9 e Figura 10 mostram os pistões utilizados no motor CHT e modelos de veículos que o utilizam, respectivamente.



Figura 9 - Pistões de Corcel 1 1400
Fonte: Adaptado de Mercado Livre (2021)



Figura 10 – Modelos de veículos da linha Corcel
Fonte: Motor 1 - UOL (2021)

A Figura 9 mostra os pistões utilizados no motor Ford CHT 1.4, já a Figura 10 apresenta alguns modelos da montadora Ford que eram equipados com o motor CHT. Por se tratar de um motor considerado eficiente em sua época, ele esteve presente em alguns modelos da Ford nas décadas de 70 e 80, como o Corcel 1 e 2 e a Belina 1 e 2. Apesar de se tratar de motores relativamente antigos, esses componentes são facilmente encontrados no mercado de reposição atualmente.

2.2 Aumento de volume

Para se modificar a capacidade volumétrica de um motor, há apenas duas maneiras, sendo elas o aumento o curso do virabrequim e o aumento do diâmetro dos pistões e dos cilindros (DAVIS, 1998).

Contudo, é perceptível que o aumento de diâmetro dos cilindros tem um limite imposto principalmente pelo tamanho do bloco do motor e da quantidade de material que pode ser removido sem afetar na resistência e funcionalidade do motor. Para Stapleton (2005), o aumento dos diâmetros dos cilindros é rentável, especialmente, em blocos em que já há um desgaste de uso, porém que essa modificação depende do projeto de fabricação do bloco do motor.

Para Brunetti (2012), o rendimento volumétrico de um motor de combustão interna ciclo Otto é a razão entre a massa de ar que entra no cilindro por meio da válvula de admissão e a massa de ar que teoricamente ocuparia o volume deslocado pelo pistão.

Diante disso pode-se concluir que motores de alto desempenho e sobrealimentados podem ter rendimento esperado acima de 1 (MARTINS, 2006).

O rendimento volumétrico pode ser calculado por:

$$\eta_v = \frac{2 \cdot F_{ar}}{\rho_{ar} \cdot V_d \cdot \omega} \quad (6)$$

Onde:

η_v - Eficiência volumétrica [-];

F_{ar} - Fluxo de ar admitido no motor [kg/s];

ρ_{ar} - Densidade do ar admitido [kg/m³];

V_d - Volume do motor [m³];

ω - Rotação do motor [rev./s].

2.2.1 Aumento volumétrico

Para Martins (2006), existem algumas formas de aumentar a potência de um motor, dentre elas está o aumento da área dos pistões, que implica no aumento da cilindrada.

A instalação de um kit para uma modificação no volume interno dos cilindros do motor, promete uma alteração de motor 1.4 para 1.6, e tem o objetivo de dar ao motor maior volume para injetar a mistura de ar-combustível, que gera uma explosão maior na fase de 3 do ciclo Otto, mais energia para o virabrequim e, conseqüentemente, mais potência para o carro.

A Figura 11 expõe o kit completo vendido pela internet.



Figura 11 - Kit 1.6 para motor cht Corcel e Belina
Fonte: MD Parts (2021)

Na Figura 11 é notável que o kit conta com camisas de cilindro, pistões e anéis de vedação.

Devido ao aumento do volume do motor, uma maior quantidade de mistura ar-combustível será admitida no cilindro, e é esperado um acréscimo de potência (BRUNETTI, 2012).

2.3 Sobrealimentação

A sobrealimentação é uma maneira de admitir mais ar para dentro do cilindro do motor, consequentemente, passa a ser possível também a admissão de mais combustível que pode ser queimado de maneira eficiente dentro da câmara. A sobrealimentação também proporciona um aumento na pressão dentro do cilindro que, por sua vez, ajuda no aumento da eficiência térmica (HEYWOOD, 1988).

Segundo Claudio (2017), existem três formas de aumentar a pressão de entrada nos cilindros do motor. O primeiro seria a sobrealimentação mecânica, em que a compressão do ar é feita por uma bomba ou compressor, conhecido como *Blower*, que é movido pelo próprio motor do carro uma vez que é conectado a parte da frente do virabrequim por uma correia. A segunda maneira, que será estudada nesse trabalho, é a sobrealimentação por meio de turbocompressor, que funciona a partir da energia não utilizada dos gases de escape que

movimenta uma turbina que, por sua vez, movimenta um compressor de ar ligado à borboleta do motor. A terceira forma de proporcionar mais pressão ao motor é por meio da ação das ondas criadas pelos gases de admissão e exaustão, e assim aumenta a densidade do ar. Nesse trabalho será discutido apenas o método de sobrealimentação por turbocompressores.

A Figura 12 destaca um blower instalado em um motor.

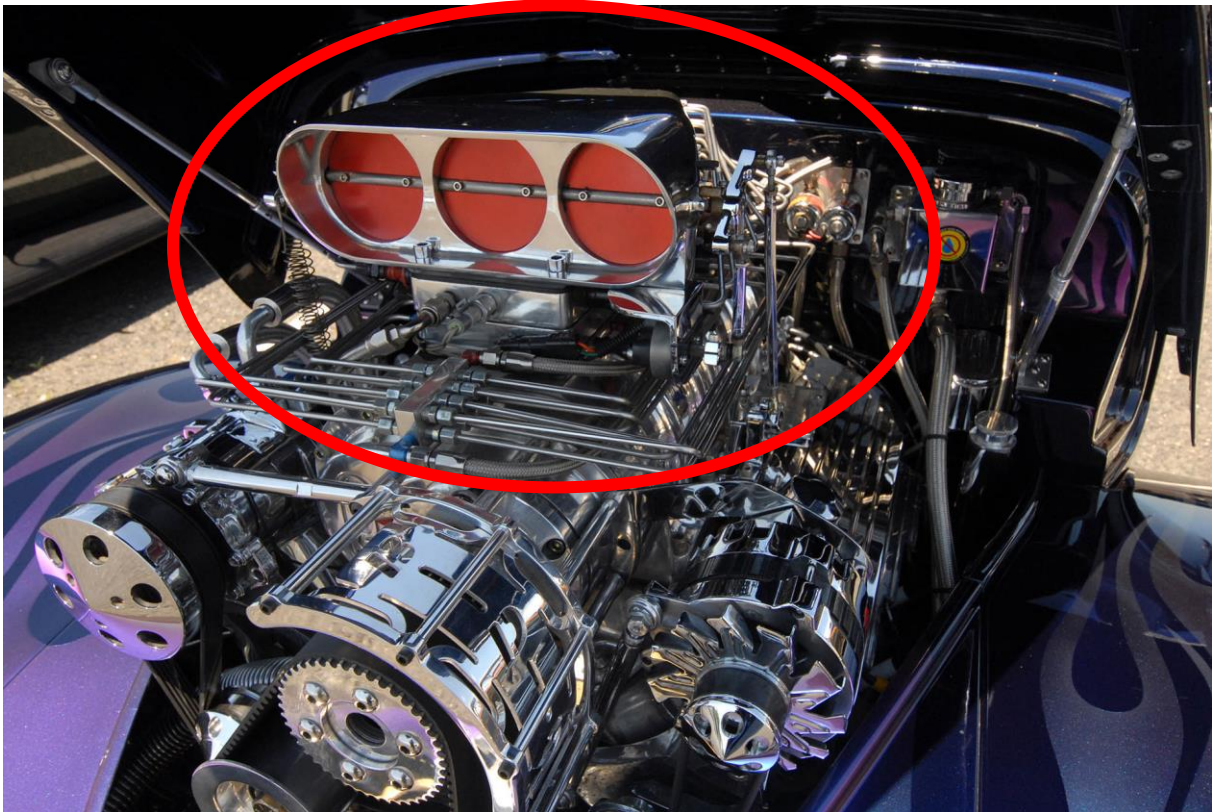


Figura 12 - Exemplo de compressor mecânico, blower
Fonte: Adaptado de Canal da peça (2021)

Os compressores mecânicos, Figura 12, têm a vantagem de serem ligados diretamente ao virabrequim, o que implica numa resposta muito rápida às mudanças do acelerador, pois qualquer mudança na velocidade do motor é imediatamente transferida ao compressor. No entanto, seu maior custo de instalação, maior peso e ruído, e principalmente, ser considerado um parasita de energia do motor (por necessitar de energia do virabrequim para funcionar) o deixam numa posição desfavorecida aos turbocompressores (PULKRABECK, 2002).

Para Bosch (2005), o processo de sobrealimentação tem um importante indicador ao qual ele denomina coeficiente de sobrealimentação, sendo que este indica o aumento de densidade do ar extra comparado ao motor aspirado naturalmente. Há ainda o coeficiente de pressão potencial que deve ser igual ou menor a pressão a qual o a temperatura do ar

comprimido (ar de reforço) não é aumentada ou é retomada a seu nível inicial por inter arrefecimento.

Motores sobrealimentados não devem trabalhar com taxas de compressão perto de 12:1, que é a taxa “knock”, pois no motor com ignição por centelha o coeficiente de sobrealimentação é limitado pela pressão de pré-ignição, para que a mistura ar-combustível não entre em autoignição, e por isso esses motores são regulados para trabalharem em taxas de compressão mais baixas (BOSCH, 2005).

2.3.1 Turbocompressores

A Figura 13 traz o esquema de funcionamento de um sistema de sobrealimentação com a presença do turbocompressor e do trocador de calor.

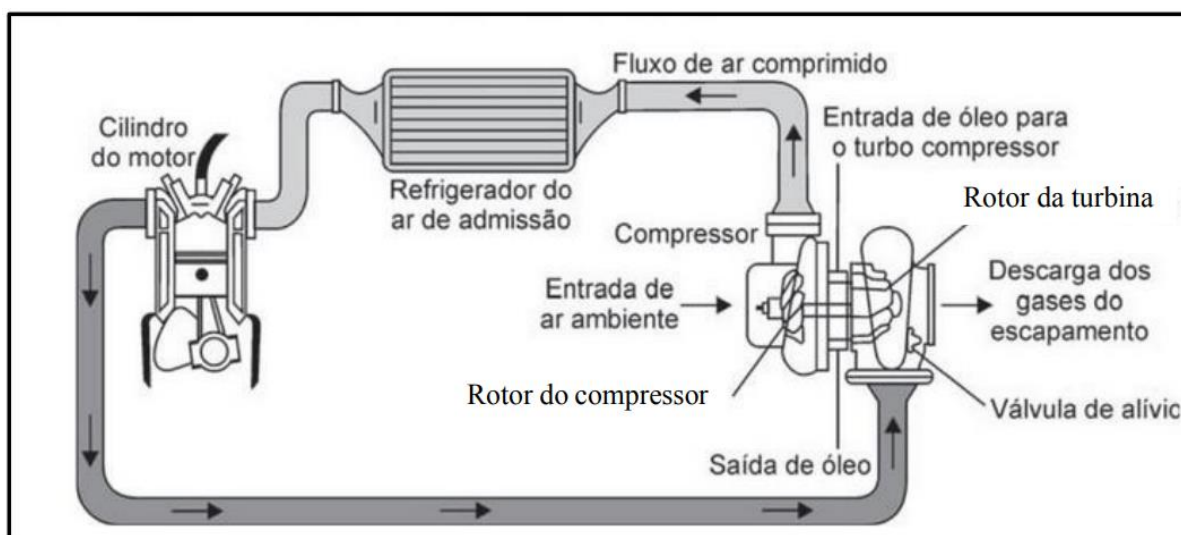


Figura 13 - Funcionamento do sistema de sobrealimentação
Fonte: Hoffman (2019, p. 23)

O turbocompressor, também conhecido como turbo ou turbo alimentador de gás de escapamento, é um sistema de dois elementos, como pode-se notar na Figura 13. O primeiro é uma turbina que utiliza da energia dos gases de escapamento para rotacionar um eixo que é conectado a um compressor de fluxo. O compressor, por sua vez, tem a funcionalidade de captar e comprimir ar fresco para entregar à válvula borboleta (válvula de estrangulamento), para que esta faça a dosagem e entregue o ar extra no momento certo à câmara de combustão do motor (BOSCH, 2005).

Para Pulkrabeck (2002), os turbocompressores devem ser montados sempre o mais perto possível da exaustão dos cilindros de modo que a pressão de entrada da turbina, temperatura e energia cinética possam ser o mais altas quanto possível.

Segundo Capelli (2010), os sistemas de sobrealimentação por turbocompressores promovem um aumento substancial da massa de ar a ser admitido no cilindro, logo garantem um aumento de potência. No entanto, a razão estequiométrica de ar-combustível deve estar também adequada para suprir a demanda do motor, ou seja, a regulação da vazão e pressão do combustível deve ser ajustada.

Segundo Cláudio (2017), o turbocompressor pode operar em três estágios diferentes:

- 1- Carga parcial inferior: quando o motor está em baixas velocidades e o gases de escape não têm energia suficiente para girar a turbina e, portanto, a ar admitido se encontra em pressão atmosférica.
- 2- Carga parcial média: quando o motor está em médias rotações e o ar extra é comprimido pouco acima da pressão atmosférica.
- 3- Carga plena: operação em carga máxima do compressor, ou seja, motor está em altas rotações e com isso permite que o compressor trabalhe na máxima pressão admitida pelo sistema.

A partir da análise dessas três afirmações, pode-se concluir que os turbocompressores são mais eficientes em médias e, principalmente, altas rotações, tendo assim, pouca resposta de potência em baixas rotações (“turbo lag”), sendo sua maior desvantagem. Segundo Cláudio (2017), a melhor faixa de trabalho para os turbocompressores é a partir de 2500-3000 rpm.

A Figura 14 apresenta o *turbo lag* para diferentes tamanhos de turbocompressores.

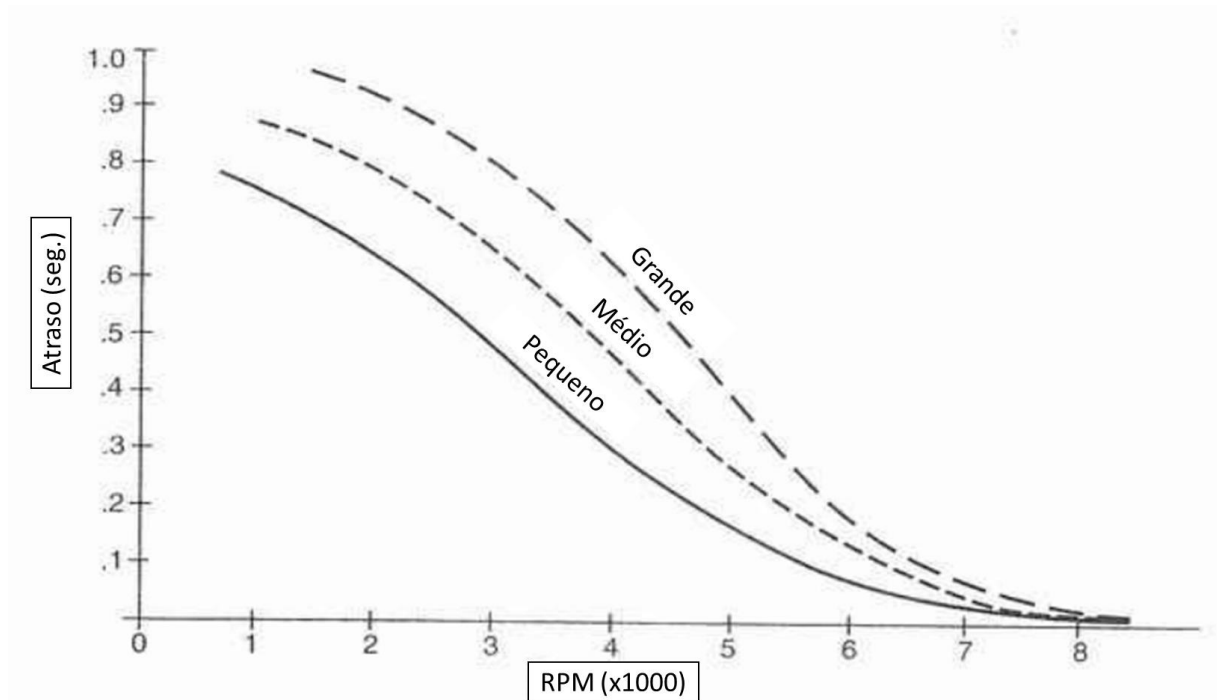


Figura 14 - Turbo lag para pequenos, médios e grandes turbocompressores
 Fonte: Bell (1989, p.11)

Na Figura 14, vê-se que, em geral, é proporcional o aumento do tamanho do turbo e o aumento do tempo de resposta de acionamento do turbocompressor, *turbo lag*.

No entanto, Bosch (2005) elenca algumas das vantagens do turbocompressor:

- Aumento considerável no rendimento de potência por litro a partir de uma dada configuração;
- Melhor curva de torque dentro da faixa efetiva de velocidade do motor;
- Melhoria significativa do consumo de combustível, em relação a motores naturalmente aspirados com a mesma potência;
- Melhoria de emissões de gases de escapamento.

A Figura 15 mostra o aumento de torque e diminuição de consumo de combustível em motores com turbocompressores comparado aos motores naturalmente aspirados.

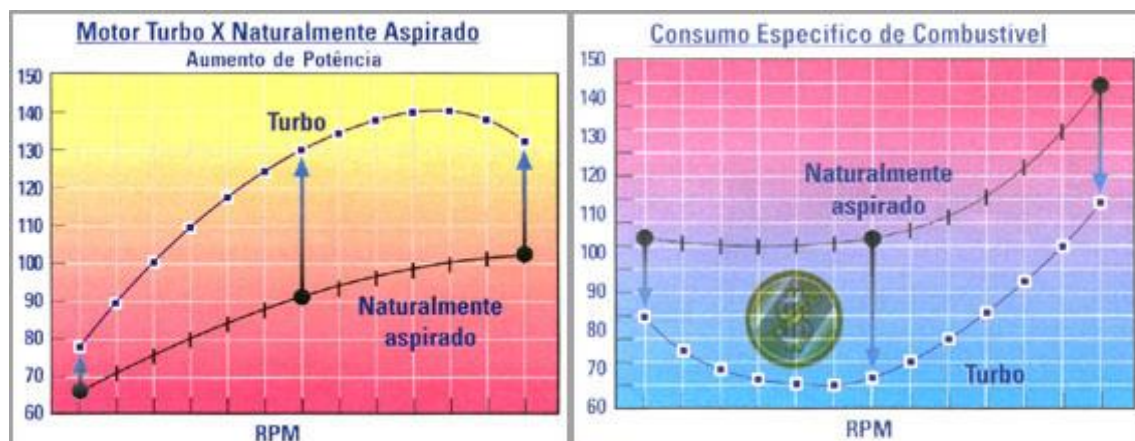


Figura 15 - Comparação de torque e consumo de combustível em motores turbo alimentados e aspirados naturalmente

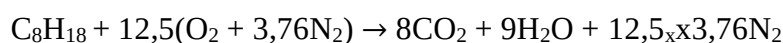
Fonte: Tradiesel (2021)

A Figura 15 ratifica a afirmação de Bosh (2005) de que os turbocompressores trazem uma melhoria significativa do consumo de combustível, em relação a motores naturalmente aspirados para uma mesma potência. Nota-se, no gráfico à esquerda, que em toda a extensão das curvas, para uma mesma rotação do motor, a potência entregue é sempre maior em um veículo turbinado. Já no gráfico a direita, para qualquer rotação, o motor turbinado apresenta um consumo de combustível menor quando comparado ao motor naturalmente aspirado.

Segundo Simêncio (2019), a propagação da chama em um motor depende da proporção de combustível e do ar na mistura que entra no cilindro. A razão entre massa de combustível, m_c , (ou vazão mássica de combustível) e massa de ar, m_a , (ou vazão mássica de ar) é chamada de relação ar-combustível e dada por:

$$\gamma = \frac{m_c}{m_a} = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} \quad (7)$$

Enquanto que a relação de combustível-ar estequiométrica (γ), supracitada, é definida pela relação de queima completa da mistura. Para a gasolina (C_8H_{18}) e o ar composto de 21% de O_2 e 79% de H_2 em volume:



Com a equação balanceada define-se, a partir dos pesos atômicos dos elementos químicos:

$$\gamma = \frac{\text{Combustível}}{\text{Ar}} = \frac{8.12+18.1}{12.5.32+47.28} = \frac{114}{1716} = 0,0664 \quad (8)$$

Ainda se tem que a mistura estequiométrica é dada por: $\lambda = \frac{1}{F_e}$

Para Brunetti (2012), existem três categorias de misturas:

- 1- Mistura estequiométrica teórica, $\lambda = 1$
- 2- Mistura pobre, que tem excesso de ar, sobraré oxigênio.
- 3- Mistura rica, que tem excesso de combustível, os gases de escapamento terão outros elementos além de CO_2 e H_2O .

2.3.2 Dimensionamento de turbocompressores

Há diversos modelos e tamanhos de turbocompressores no mercado atualmente, as Figuras 16, 17 e 18 apresentam algumas dessas opções.



Figura 16 – Turbina Auto Avonics A240
Fonte: DB Auto Parts (2021)



Figura 17- Turbina Biagio Aut905.63m
Fonte: DB Auto Parts (2021)



Figura 18 - Turbina Biagio Apl240 com refluxo
Fonte: DB Auto Parts (2021)

Almeida (2018) destaca a importância de se dimensionar corretamente um turbocompressor uma vez que um pequeno atende bem em baixas rotações por necessitar de menor quantidade de fluxo de gases de escapamento para produzir pressões positivas, no entanto não será capaz de proporcionar o mesmo ganho em altas rotações. Em oposição, um turbocompressor dimensionado para atender a demanda em altas rotações do motor, ou seja, que trabalhe com grandes fluxos de gases de escape sofrerá com o *turbo lag*, isto é, o tempo de resposta entre o comando de pisar mais no acelerador e o carro efetivamente ganhar mais potência é muito alto.

Uma relação que trata sobre isso é o A/R, o qual é uma relação de características geométricas dos componentes. É composto pela razão da área da voluta da turbina (do compressor) pelo raio do centro do rotor (HOFFMANN, 2019). A Figura 19 exemplifica o A/R.

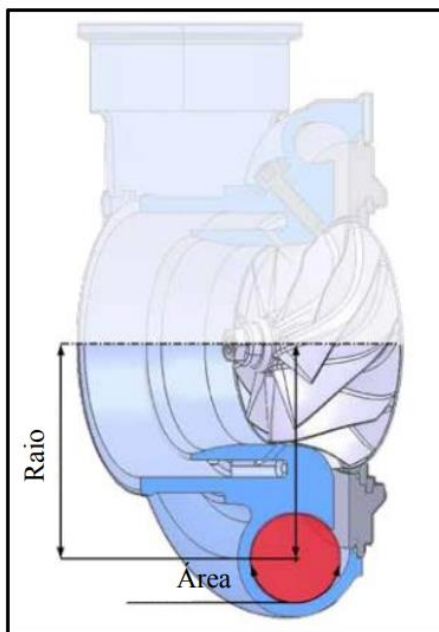


Figura 19 - A/R do turbocompressor
Fonte: Hoffmann (2019 p.25)

Recapitulando, quando a relação A/R (Figura 19) é pequena, o turbocompressor é melhor aproveitado em baixas rotações, visto que, assim é possível manter o fluxo contínuo na turbina, no entanto, quando em altas rotações há uma maior dificuldade do fluxo de ar devido a uma contrapressão que é gerada no coletor de escapamento. Em via contrária, para uma relação Área/Raio maior oferece melhores respostas em altas velocidades de giro do motor.

Para se entender melhor essa relação, pode-se deixar o raio constante para dois casos. Quando se tem uma pequena área da seção da tubulação que liga o compressor à válvula borboleta, é perceptível que essa tubulação tem um volume muito grande a ser ocupado de ar pressurizado pelo compressor, que por sua vez demandará mais tempo e potência para preencher todo esse volume. No entanto, ao completar essa etapa de ‘preparação’ do ar comprimido, o conjunto entregará um grande fluxo de ar para o cilindro e, consequentemente, mais potência para o carro.

O contrário é verdadeiro, com uma seção de área menor, haverá menos espaço a ser ocupado dentro da tubulação, logo o compressor será capaz de preencher esse volume num menor espaço de tempo (menor rotação do motor), mas também não entregará alta potência em grandes velocidades de rotação do motor.

A Figura 20 mostra um gráfico torque-rotação de um motor Audi 1.4 turbo, um carro de passeio, para os quais é recomendado turbocompressores de menor relação A/R.

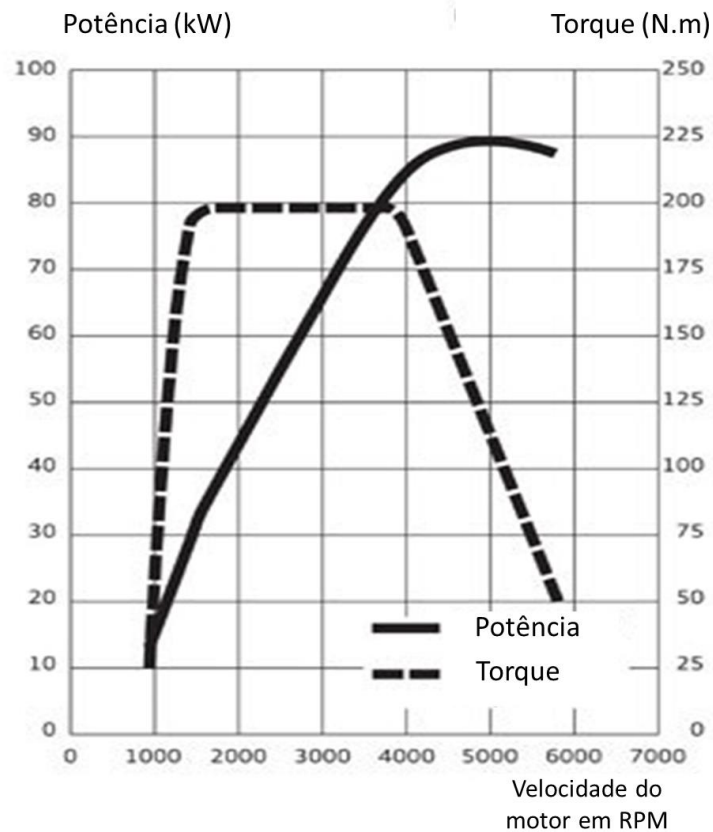


Figura 20 - Torque x rotação
 Fonte: Adaptado de Educação Automotiva (2021)

A Figura 20 mostra que há uma grande faixa de rotação do motor que se tem alta entrega de torque, aproximadamente de 1400rpm até 3800rpm. Esse patamar no gráfico revela uma importante característica buscada em carros de passeio, boa entrega de torque mesmo não estando em altas velocidades de rotação.

Atualmente no mercado existe um turbocompressor que tem a proposta de mesclar grandes e pequenas relações A/R, e para isso ele conta com uma geometria variável, como representado na Figura 21.

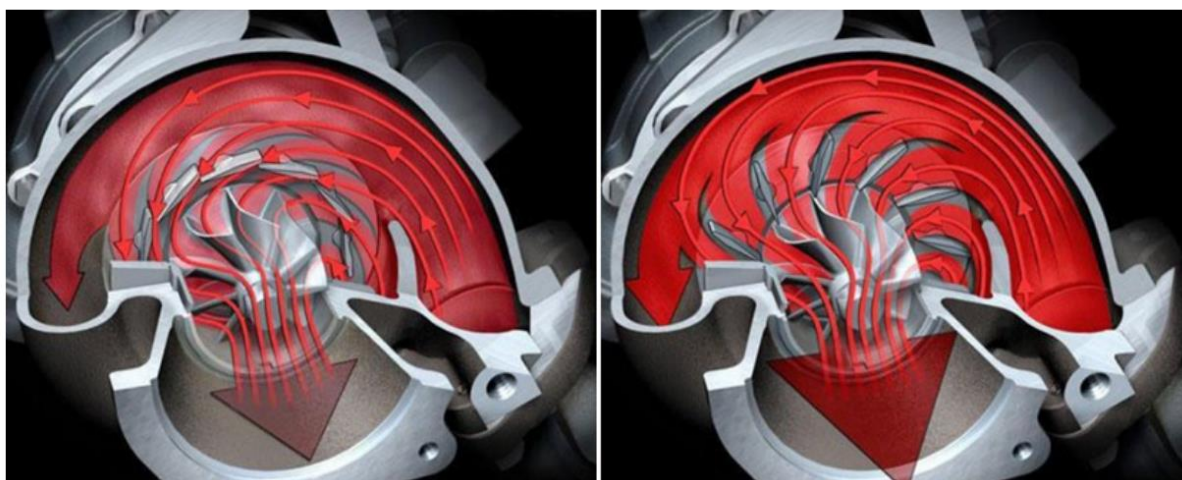


Figura 21 – Turbocompressor de geometria variável
Fonte: Cláudio (2017, p. 20)

Em baixas rotações as pás desse equipamento permanecem fechadas (Figura 21, lado esquerdo), enquanto que para um aumento gradativo das rotações, as pás vão se abrindo para conseguirem aproveitar ao máximo os gases de escape (Figura 21, lado direito). Por possuir um mecanismo de funcionamento tão sofisticado, esse tipo de turbocompressor é mais vulnerável a problemas de funcionamento e desgastes (CLAUDIO, 2017).

Neste trabalho será estudado o turbocompressor de geometria fixa devido ao seu custo material e de mão de obra especializada ser menor em relação ao turbocompressor de geometria variável.

Cláudio (2017) faz a comparação entre dois motores idênticos com relação A/R diferentes, o primeiro tem $A/R=0,63$ enquanto que o segundo tem $A/R=1,06$, e afirma ainda que o primeiro é mais viável para utilização em carros de passeio (foco deste trabalho) por ter uma tendência voltada para otimização de resposta, economia de combustível e menor nível de poluição.

Para o dimensionamento de um turbocompressor, segundo Bell (1989), devemos analisar primeiro o mapa do compressor, conforme Figura 22.

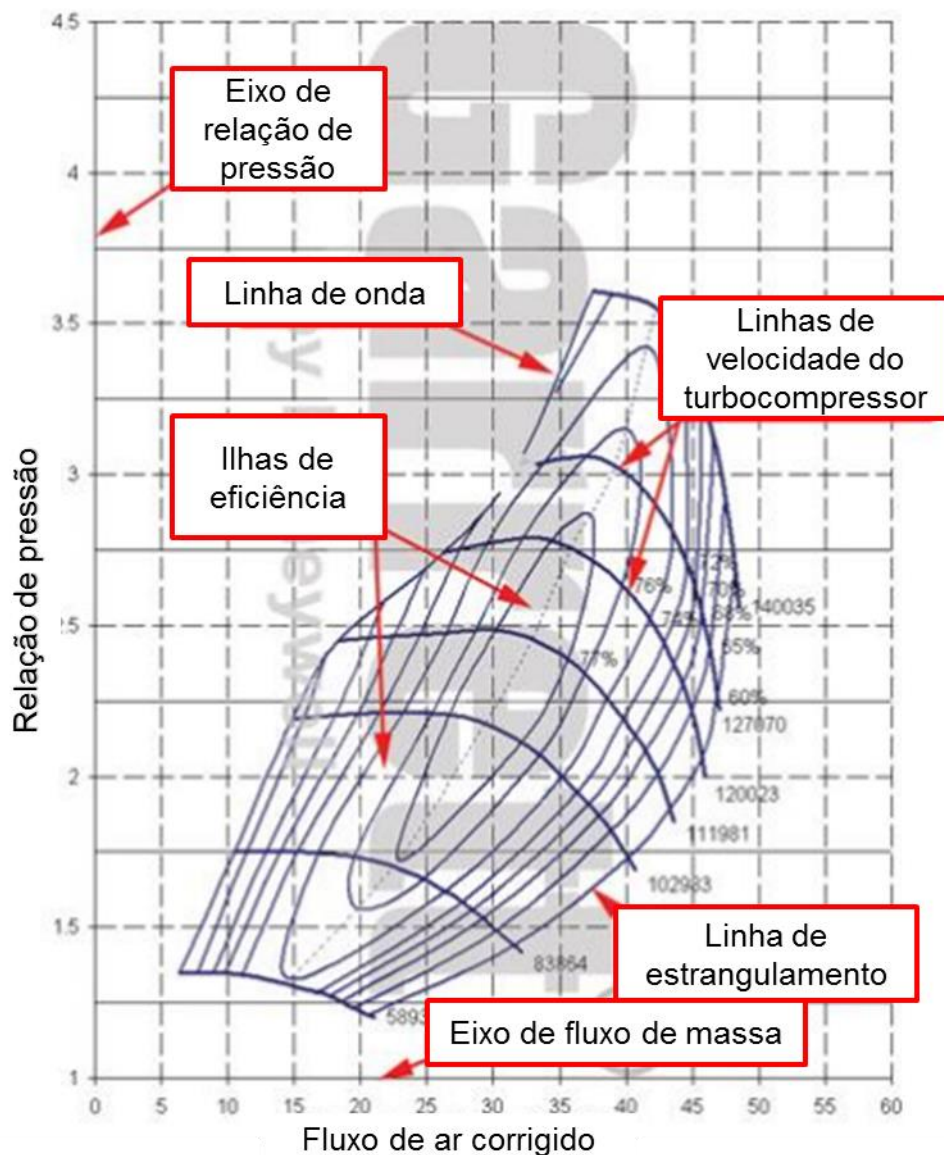


Figura 22 - Mapa do turbocompressor
Fonte: Adaptado de Bell (1989)

O mapa representa um gráfico no plano cartesiano, onde o eixo horizontal é o fluxo de ar e o eixo vertical é a pressão relativa. As formas oblongas que aparecem no gráfico são as ilhas de eficiência, em que a menor ilha representa a maior eficiência do turbocompressor, ou seja, o tamanho da ilha é inversamente proporcional à sua eficiência.

Outros componentes que se destacam no gráfico são a “*Surge Line*” (Linha de onda) e a “*ChokeLine*” (Linha de Estrangulamento).

O primeiro componente, a “*Surge Line*”, pode ser interpretada como o limite superior de operação do turbocompressor, acima desse valor o compressor trabalha de forma instável

por falta de fluxo de ar para tamanha turbulência em seu interior. Esse fenômeno ocorre em compressores superestimados para o motor, ou seja, compressor grande para a necessidade de ar do motor.

O segundo componente, a “*ChockeLine*”, pode ser entendido como o limite inferior de operação do turbocompressor, abaixo desse valor o compressor está sendo ineficiente na atividade de gerar a quantidade de fluxo de ar demandada pelo motor, ou seja, compressor menor que o necessário para alimentar o motor.

Bell (1989) afirma ainda que o passo inicial para um correto dimensionamento do turbocompressor é o real conhecimento da quantidade de mistura de ar-combustível é essencial para a potência desejada. É consenso que para cada 100 cv de potência o motor necessita de 10 libras de ar a cada minuto de operação, que em quantidade mássica é aproximadamente 4,5kg de ar por minuto.

O fluxo de ar necessário ao motor vem da Equação (9):

$$F_{ar} = P_{ot} \cdot \gamma \cdot \frac{BSFC}{3600} \quad (9)$$

Onde:

F_{ar} – Fluxo de ar admitido pelo motor [kg/s];

P_{ot} – Potência [HP]

γ – Razão estequiométrica da mistura ar-combustível [-];

BSFC – Consumo Específico de Combustível [kg/HP.hr];

O “*Brake Specific Fuel Consumption*” (BSFC), em português, Consumo Específico de Combustível do Eixo, varia de acordo com o combustível. Este parâmetro indica a quantidade de combustível necessário para o motor gerar um HP, aproximadamente 1,0138 cavalos, de potência. Para carros movidos a gasolina fica na faixa de 0,5 lb/HP.hr a 0,6 lb/HP.hr, para fim de cálculo será adotado neste trabalho o valor de 0,5 libras por HP hora, aproximadamente 0,2267 kg/HP.hr.

Ainda em Bell (1989), a segunda etapa é dimensionar a pressão absoluta no motor:

$$MAR_{req} = \frac{F_{ar} \cdot R \cdot (460 + T_m)}{\eta_v \cdot \frac{N}{2} \cdot V_d} \quad (106)$$

Onde:

MAP_{req}- Pressão absoluta no coletor de admissão –[PSI];

R - Constante dos gases ideais;

T_m - Temperatura do coletor de admissão – [° F];

η_v - Eficiência volumétrica;

N - Rotação de potência máxima;

V_d- Cilindrada total do motor em polegadas – [in³];

A terceira etapa é o dimensionamento da pressão real no coletor de admissão. Sendo o valor da restrição ao fluxo oferecido pelo coletor de admissão podendo ser medido em bancada, ou para casos exclusivamente teóricos (caso deste trabalho), ser adotado o valor de 2 PSI que é valor médio dos coletores originais de fábrica.

$$P_{2c} = MAP + \Delta P_{loss} \quad (117)$$

Onde:

P_{2c} - Pressão Real no Coletor de Admissão – [PSI];

MAP - Pressão Absoluta – [PSI];

ΔP_{loss} - Restrição do Coletor de Admissão – [PSI];

Para Bell (1989), a pressão na entrada do compressor, teoricamente, deveria ser a mesma da pressão atmosférica, porém sofre uma pequena perda de aproximadamente 1 PSI entre o compressor e o filtro de ar.

$$P_{1c} = P_{amb} - \Delta P_{loss} \quad (128)$$

Onde:

P_{1c} - Pressão entre o compressor e o filtro de ar – [PSI];

P_{amb} - Pressão Ambiente - [PSI];

ΔP_{loss} - Perda na Admissão - [PSI];

Por fim, a relação de pressão para escolha do compressor é:

$$P_c = \frac{P_{2c}}{P_{1c}} \quad (139)$$

Onde:

P_c – Relação de pressão;

Após a realização desses cálculos, e com os resultados em mãos, é necessário ir aos catálogos de fabricantes para selecionar o melhor turbocompressor para um projeto.

2.3.3 Dimensionamento de turbinas

A turbina tem a função de converter o fluxo dos gases de escape do motor em energia mecânica capaz de acionar o compressor. Diferentemente dos compressores, as turbinas são de maior dificuldade para seu dimensionamento, pois as fabricantes não divulgam sua mapas de de eficiência (CLAUDIO, 2017).

Para uma estimativa do fluxo de ar admitido no motor:

$$F_{vl} = \frac{V_d \cdot \frac{N}{2}}{\eta_v} \quad (14)$$

F_{vl} – Fluxo volumétrico de ar admitido no motor [m³/s];

N – Rotação de potência máxima [Hz];

η_v – Eficiência volumétrica do motor [-];

V_d – Cilindrada total do motor em polegadas [m³].

Ainda segundo Claudio (2017), a maneira mais adequada de verificar a funcionalidade de uma turbina para o projeto é a comparação do fluxo de gases de escape com o necessário para acionar a turbina. Com posse da quantidade de ar admitido pelo motor em determinada

rotação, é possível fazer uma estimativa da quantidade de gases de escape que saem do motor. A Equação (15) busca prever esse fluxo:

$$Q_c = \frac{m_{asp}}{P_c} \cdot \sqrt{\frac{T_{esc} + 460}{518,7}} \quad (15)$$

Onde:

Q_c – Fluxo dos gases de escape [lb/min];

m_{asp} – Massa total aspirada [lb/min];

P_c – Razão de pressão [-];

T_{esc} – Temperatura dos gases de escape [°F].

Após a definição do fluxo de ar admitido e de gases de escape, é possível verificar no mapa de eficiência da turbina a partir de qual relação de pressão a turbina, e consequentemente o compressor, vão atuar de forma efetiva.

2.3.4 Resfriadores de Ar

Segundo a lei universal dos gases ideais, quando um gás é comprimido, a tendência é de que sua temperatura também aumente, e isso deve ser considerado também para a compressão do ar no turbocompressor.

Para Almeida (2018), esse acréscimo na temperatura do ar comprimido é prejudicial aos motores principalmente pela tendência de quebras e perda de potência.

A maior tendência a quebras se deve ao fato de a mistura se aproximar perigosamente da temperatura de auto detonação do combustível, que no caso da gasolina, por exemplo, é de 250°C, o que inicia uma detonação descontrolada do combustível antes de a vela produzir faísca, o que aumenta a pressão na câmara de forma irregular a níveis não previstos, sujeitando o motor a forças além das especificações de resistência de suas peças (ALMEIDA, 2018).

Já a perda de potência está relacionada a quantidade de oxigênio presente no ar admitido no cilindro. O ar estando mais quente, implica que ele é menos denso e consequentemente há

menor concentração de oxigênio em sua composição, fato esse que limita a quantidade de combustível a ser queimada, afetando diretamente na potência gerada pelo motor.

Faz-se necessário então, a instalação de um trocador de calor entre o compressor e a válvula borboleta. Os trocadores do tipo ar-ar são os mais comumente utilizados, os *Intercoolers*. Na Figura 23 é mostrado um exemplo dessa peça.



Figura 23 – Kit intercooler
Fonte: Radiadores Trevo (2021)

A função do intercooler, Figura 23, é de resfriar o ar que teve sua temperatura aumentada durante o processo de compressão pelo compressor. Em aulas de termodinâmica, sabe-se que, com a pressurização do ar, gera-se um aumento de sua temperatura. A Figura 24 mostra o sistema de sobrealimentação com a presença do turbocompressor e destaca a presença de um trocador de calor intercooler.

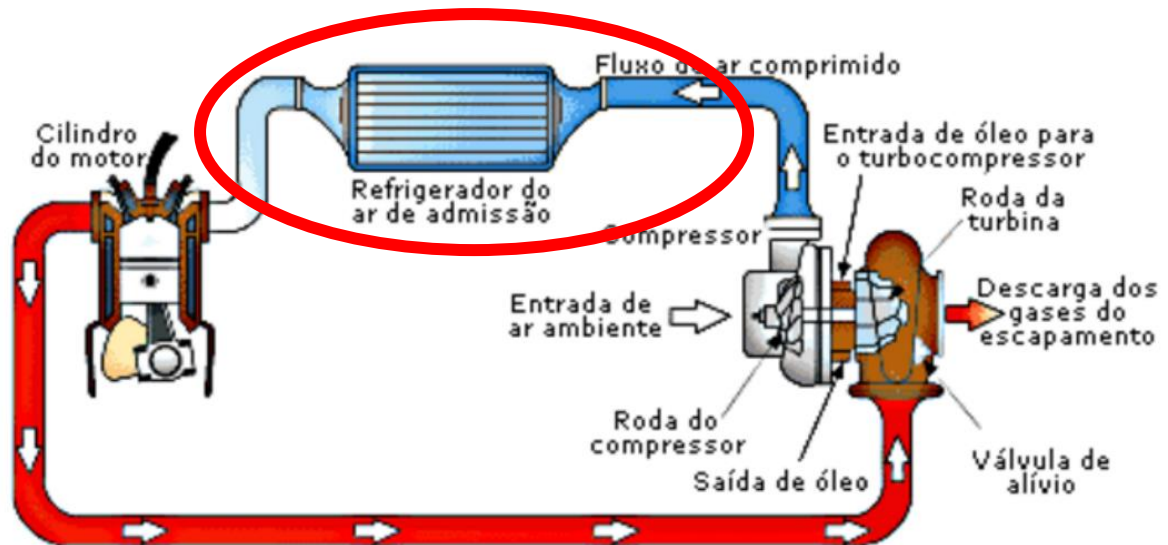


Figura 24 - Funcionamento de um turbocompressor com destaque para o intercooler
 Fonte: Adaptado de Canal Parada Solicitada (2021)

A instalação desse equipamento deve ser feita onde haja um bom fluxo de ar, as recomendações são para colocá-lo na frente do carro, junto ao radiador, ou na caixa de rodas, e evitar de instalá-lo no cofre. Para isso, é necessário fazer a adaptação da tubulação que leva o ar comprimido do turbocompressor para a borboleta para que alcance um desses locais.

A Figura 25 exemplifica um local indicado de instalação do intercooler.



Figura 25 - Intercooler instalado na grade frontal de um carro
Fonte: OLX (2021)

Um intercooler eficiente é aquele que consegue fazer um bom resfriamento do ar pressurizado com menor perda de pressão possível.

Para que seja possível dimensionar um intercooler de forma precisa, primeiro calculamos o diâmetro mínimo teórico necessário na saída do compressor:

$$D_t = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{ar}}{v \cdot \pi \cdot \rho}} \quad (1610)$$

Onde:

D_t - Diâmetro do duto [m];

F_{ar} - Fluxo de ar [kg/s];

ρ - Densidade do ar [kg/m³];

V - Velocidade de escoamento [m/s];

Como o fluido em questão é o ar, já podemos determinar sua densidade ($\rho = 1,3165 \frac{kg}{m^3}$). A vazão mássica é a mesma que foi considerada no dimensionamento do compressor. A velocidade de escoamento é recomendada que esteja entre 10 e 30 m/s.

Para cálculo da área de duto do intercooler, deve-se considerar que o mesmo possui aletas em seu interior, enquanto a tubulação é livre, por isso convencionou-se considerar sua área sendo 45% maior que a da tubulação (PASSOS, 2017).

Outro fator importante a ser calculado é a temperatura do ar na saída do compressor:

$$T_2 = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{n-\frac{1}{n}} \cdot T_1 \quad (17)$$

Onde:

T_2 - Temperatura de saída do compressor [K];

T_1 - Temperatura de admissão do compressor [K];

P_2 - Pressão de descarga do compressor [KPa];

P_1 - Pressão de admissão do compressor [KPa];

E:

$$\eta - \frac{1}{\eta} = \frac{1 - \frac{1}{\gamma}}{\varepsilon} \quad (18)$$

Onde:

γ - Razão entre calores específicos (aproximadamente 1,4)

ε - Eficiência indicada no mapa do compressor [%]

η - Eficiência isentrópica [%]

A temperatura e pressão são do ambiente podendo ser utilizados valores da CNTP caso não haja valores precisos de onde o carro trafega. O método indicado por Almeida (2018) é o de efetividade para definir a área do trocador de calor.

Para esse método, o valor do coeficiente global de transferência de calor (U) pode aproximado para a média entre a condutividade do fluido (ar) e do material da colmeia do intercooler (alumínio). Ainda de acordo com o autor, a grande maioria dos intercoolers, o coeficiente global de transferência de calor é de 68,02 W/mK.

O próximo passo é o cálculo da capacitância térmica do fluido quente (ar pressurizado do compressor).

$$C_q = m_q \cdot C_{pq} \quad (19)$$

Onde:

C_q - Capacitância térmica do fluido quente [kW/K];

m_q - Vazão mássica do fluido quente [kg/s];

C_{pq} - Capacidade térmica específica a pressão constante do fluido quente [kJ/kgK];

Em seguida a capacitância térmica do fluido frio em que a fórmula é análoga a do fluido quente, e aqui é utilizado para a capacitância térmica do fluido frio o valor de 1,5 vezes maior que o fluido quente (PASSOS, 2007)

$$C_f = C_q \cdot 1,5 \quad (20)$$

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (21)$$

Onde:

C_f - Capacitância térmica do fluido frio [kW/K];

C_r - Razão entre capacitâncias

C_{min} - Menor valor entre as capacitâncias quente e frio (para a aplicação, sempre será a capacitância do fluido quente, C_q)

$C_{\max}$ - Maior valor entre as capacidades quente e frio (para a aplicação, sempre será a capacidade do fluido frio)

Após ter calculado as capacidades, o próximo passo é o dimensionamento da máxima troca de calor possível e da efetividade real. A temperatura do ar na saída do intercooler, a mesma de entrada no motor, deve ser considera maior que a temperatura de entrada no compressor (ALMEIDA, 2018).

$$Q_{\max} = C_{\min} \cdot (T_{eq} - T_{ef}) \quad (22)$$

$$Q = C_q (T_{eq} - T_{sq}) \quad (23)$$

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} \quad (24)$$

Onde:

$Q_{\max}$ - Troca de calor máxima [kW];

T_{eq} - Temperatura de entrada do fluido quente [K];

T_{ef} - Temperatura de entrada do fluido frio [K];

Q - Troca de calor real [kW];

T_{sq} - Temperatura de saída do fluido quente [K];

ε - Efetividade

Com posse desses valores, agora calcula-se NUT, número de unidade de transferência:

$$NUT = \ln \left(1 + \left(\frac{1}{C_r} \right) \ln(1 - \varepsilon C_r) \right) \quad (25)$$

E finalmente a área necessária para a troca de calor requerida:

$$A = \frac{C_{min} \cdot NUT}{U} \quad (26)$$

Onde:

U - Coeficiente global de transferência de calor (já calculado = 68,02 W)

Após dimensionado o intercooler, assim como é com os compressores, deve ser comparado os valores obtidos por meio dos cálculos teóricos com os dados de catálogo de fabricantes para se escolher o modelo mais adequado para o projeto.

2.4 Outros cálculos do ciclo Otto

2.4.1 Cilindrada

A cilindrada do motor, ou volume máximo do motor, é dado pelo volume entre ponto morto inferior e superior de cada cilindro e pode ser calculada por:

$$V_d = \left(\frac{\pi \cdot D^2 \cdot L}{4} \right) \cdot N_c \quad (27)$$

Onde:

V_d - cilindrada total do motor [cm³];

D - diâmetro do pistão [cm];

L - curso entre o PMS e o PMI [cm];

N_c - número de cilindros do motor [-].

2.4.2 Taxa de compressão

Já a taxa de compressão, supracitada neste trabalho, é quantas vezes o volume de ar admitido no cilindro é comprimido. A Figura 28 mostra a proporção de compressão 8:1, que é a usada originalmente no motor em estudo.

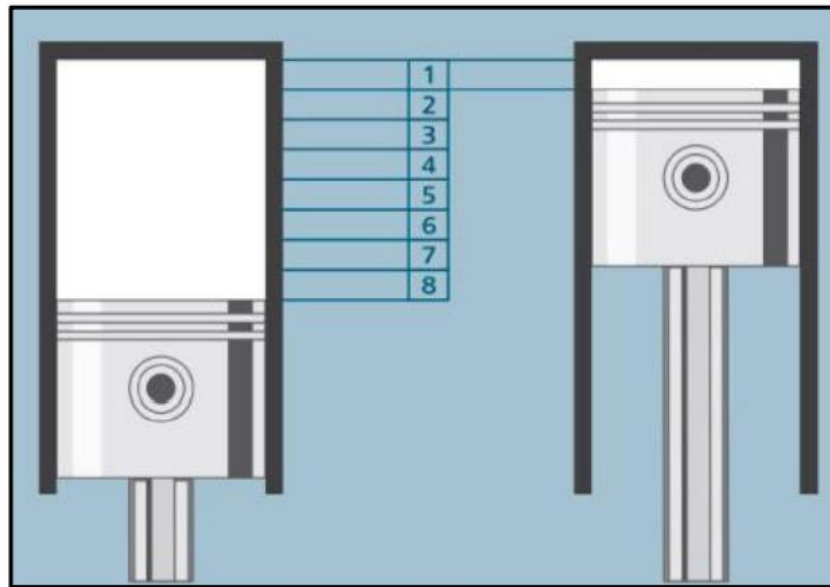


Figura 26 - Taxa de compressão 8:1
Fonte: Hoffmann (2019, p. 17)

$$r = \frac{V_{max}}{V_{min}} \quad (28)$$

Onde:

r – Taxa de compressão;

V_{max} – Volume máximo da câmara de combustão – [cm³];

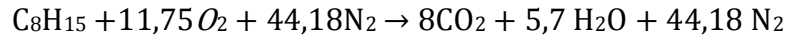
V_{min} – Volume mínimo da câmara de combustão – [cm³];

2.4.3 Proporção de Ar/Combustível

Segundo Sánchez (2001), todo combustível normatizado precisa, conforme a sua composição química, uma quantidade específica e calculável de oxigênio para chegar teoricamente à uma reação completa.

De acordo com Pulkrabek (2002), a melhor aproximação para a gasolina utilizada como combustível para motores automobilísticos é feita com C_8H_{15} , que conta com uma relação estequiométrica de 14,6:1, mesmo valor citado por Sanches (2001).

A queima da gasolina dentro do motor é realizada junto a uma quantidade de ar ambiente, aproximado para fim de cálculo por Pulkrabek (2002) como sendo apenas a mistura de oxigênio e nitrogênio, formando então o balanço estequiométrico:



Considerando que a massa molecular do ar, M_{ar} , é 29 kg/mol, e a da gasolina, M_{gas} , é 111 kg/mol, tem-se:

$$AF_{gas} = \frac{m_a}{m_c} = \frac{N_{ar} \cdot M_{ar}}{N_{gas} \cdot M_{gas}} = \frac{55,93 \cdot 29}{1 \cdot 111} \approx 14,6 \frac{Kg_{ar}}{Kg_{gas}}$$

Como a gasolina brasileira é adicionada com 25% de álcool etílico, então tem uma razão ar-combustível intermediária que pode ser obtida por:

$$AF_{gasohol} = (0,75 \cdot AF_{gas}) + (0,25 \cdot AF_{et}) = (0,75 \cdot 14,6) + (0,25 \cdot 9,0) \approx 13,2 \frac{Kg_{ar}}{Kg_{gas}}$$

que é a razão ar-combustível estequiométrica apresentada por Pulkrabek (2002).

2.4.4 Potência do motor

Para Pulkrabek (1997) a potência é estimada a partir da pressão na expansão, características dimensionais e rotação do virabrequim do motor. Após a combustão ocorre aumento da temperatura e pressão. A pressão desloca o pistão do PMS até o PMI ocorrendo a realização de trabalho mecânico. A potência pode ser estimada por meio da Equação (29).

$$P_{ot} = \frac{\tau \cdot \omega}{760,5} \quad (29)$$

Onde:

P_{ot} - Potência [HP];

τ - Torque [N.m];

ω – Rotação [rad/s];

3. METODOLOGIA

3.1 Tipo de pesquisa

Segundo a Prodanov e Freitas (2013, p. 43) a pesquisa “é a realização de um estudo planejado, sendo o método de abordagem do problema o que caracteriza o aspecto científico da investigação”. Ainda de acordo com autor, as pesquisas tramitam desde a formulação de um problema até a apresentação dos resultados com o único objetivo de procurar respostas a um problema proposto.

A pesquisa pode ser dividida, quanto á natureza, quanto aos objetivos e quanto aos procedimentos.

Para a primeira classificação, Pronadov e Freitas (2013) há a subdivisão para qualitativa ou quantitativa. A pesquisa quantitativa se dá quando se traduz em números opiniões e informações para o posterior tratamento desses dados em que requer o uso de técnicas estatísticas. Já a pesquisa qualitativa se dá quando os dados coletados são descritivos e o ambiente é a fonte direta dos dados, a preocupação é maior com o processo que com o produto.

Na segunda classificação, quanto aos objetivos, para Moretti (2021), tem-se três propósitos:

- 1- Pesquisa Exploratória: é o modelo onde há o levantamento de informações sobre o problema proposto, de forma a adquirir mais conhecimento específico sobre a área estudada. Normalmente, é sobre pesquisa bibliográfica ou um estudo de caso, com isso, é recorrente em trabalhos de conclusão de curso.
- 2- Pesquisa descritiva: é o tipo em que se faz o registro e análise de dados a partir de características de um determinado grupo ou fenômeno sem a interferência do aluno ou pesquisador.
- 3- Pesquisa explicativa: existe aqui o registro e análise de dados para entendimento ou explicação de um fenômeno e suas causas. Trabalha com hipóteses e métodos experimentais e observacionais.

Quanto aos procedimentos técnicos da pesquisa, para Prodanov e Freitas (2013, p.128), existem alguns métodos entre os quais se destacam pesquisas documental, experimental, estudo de caso, levantamento e bibliográfica. Sendo esta última definida como “concebida a partir de materiais já publicados”.

O presente trabalho pode ser classificado como uma pesquisa exploratória de método bibliográfico uma vez que foi baseada em artigos, monografias, dissertações e livros e tem objetivo de aprofundamento de conhecimento na área de motores de combustão interna e alternativas para aumento de potência. Classificado também como quantitativa, uma vez que os resultados esperados serão avaliados com base nos resultados dos dimensionamentos propostos.

3.2 Materiais e métodos

Método é a "forma de pensar para chegarmos à natureza de determinado problema, quer seja para estudá-lo ou explicá-lo" (PRODANOV; FREITAS, 2013, p. 126).

Este trabalho foi realizado conforme fluxograma da Figura 29:

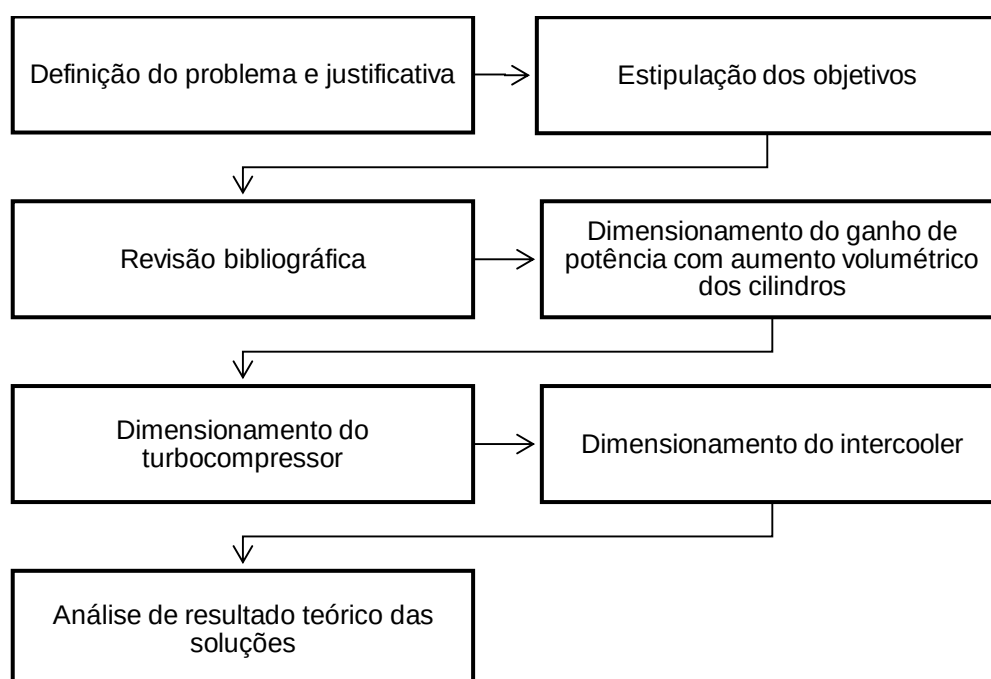


Figura 27 – Fluxograma de realização do presente trabalho
Fonte: Pesquisa direta (2021)

Primeiramente foi definido o problema inicial, baixa potência do motor original do Ford Corcel 1 1975, juntamente com sua justificativa, o veículo se tornou inseguro para viagens em rodovias de auto tráfego. Na sequência, foram traçados os objetivos a serem alcançados com o trabalho.

No capítulo dois, foi realizado toda uma revisão bibliográfica no que diz respeito a motores de ciclo Otto, rendimento de máquinas térmicas, turbocompressores, intercoolers e afins. No capítulo 4 serão realizados os cálculos e as análises referentes a cada solução mecânica proposta, com o intuito de obter resultados numéricos e subjetivos (viabilidade de instalação) que possam ser comparados a fim de determinar qual deles será factível de ser implementado.

A pesquisa bibliográfica deu as diretrizes de como dimensionar cada um dos elementos e analisar sua contribuição de potência para o motor.

3.3 Variáveis e Indicadores

Marconi e Lakatos (2003) define variável como um valor discernível e passível de mensuração e indicador como um revelador quantitativo ou qualitativo. As variáveis desse projeto serão mensuradas através de indicadores individualizados para cada um dos elementos em estudo. A tabela 1 mostra esse método:

Tabela 1 – Indicadores do trabalho

Elementos	Indicadores
Aumento volumétrico	- Cilindrada; - Rotação de torque máximo; - Rotação de potência máxima; - Potência do motor.
Turbocompressor	- Fluxo de ar de entrada; - Pressão absoluta no coletor de admissão; - Pressão do ar na entrada do compressor; - Pressão do ar na saída do compressor; - Escolha do compressor e turbina em catálogo; - Fluxo de gases de escape.
Intercooler	- Diâmetro da tubulação; - Temperatura do ar de entrada; - Efetividade do intercooler; - Área do intercooler.

Fonte: Pesquisa direta (2021)

3.4 Instrumento de coleta de dados

A obtenção de dados será feita através de equacionamentos oriundos das pesquisas bibliográficas com variáveis aplicadas a realidade do motor e das peças estudadas. Posteriormente esses dados serão tabulados e analisados.

3.5 Tabulação dos dados

Os dados obtidos pelas equações de dimensionamento resolvidas durante o capítulo 4 serão tabulados e classificados para melhor efeito comparativo. Então serão exportados para o programa Microsoft Excel que trará tabelas comparativas buscando a melhor visualização dos dados propostos neste trabalho.

3.6 Considerações finais do capítulo

Para se desenvolver um bom trabalho, foi pesquisado em algumas referências bibliográficas as funcionalidades teóricas das principais peças do motor de combustão interna e das peças que podem ser trocadas ou modificadas para se alcançar o objetivo desse projeto. Também foi feita uma pesquisa sobre cálculo de potência e rendimento desses equipamentos.

A fim de colocar mais embasamento na pesquisa, foram desempenhadas também algumas conversas com profissionais que têm experiência na área de mecânica automotiva, e principalmente na parte de adaptações de motores.

As estimativas feitas pelos profissionais variaram muito dentro de uma grande faixa de valores de potência que cada uma das mudanças pode proporcionar ao motor do Ford Corcel, logo vale ressaltar a importância dos cálculos teóricos de potência descritos neste trabalho que serão o principal critério de validação para determinar a viabilidade de instalação de cada um dos equipamentos estudados. Entretanto, as experiências dos mecânicos que foram contatados foram de grande importância para entender melhor os caminhos das adaptações que têm que ser feitas, uma vez que a literatura não é competente nesse assunto por cada carro e cada motor necessitar de modificações particulares.

Depois de feitas as coletas de dados por conversas e por pesquisa bibliográfica, é dado o momento para fazer os cálculos e as análises de potência ofertada por cada componente e determinar se é viável a instalação do mesmo, sempre considerando valor médio de mercado da peça, preço estimado de mão de obra para a instalação e adaptações e retorno de performance para o carro, trabalho esse que será descrito no próximo capítulo.

4. RESULTADOS

4.1 Determinação de parâmetros prévios

Para estimar o ganho de potência de um motor é necessário conhecer a eficiência volumétrica do motor original. Almeida (2018) cita que o fluxo volumétrico dentro do bloco do motor está diretamente relacionado com a geometria e funcionamento do cabeçote, que, neste projeto, não serão modificados, ou seja, espera-se uma conservação da eficiência volumétrica do motor mesmo com seu aumento volumétrico e instalação de turbocompressor e intercooler.

Partindo dos dados que a fabricante Ford disponibiliza sobre o motor CHT 1.4, que são descritos na tabela 2, inicia-se o processo para encontrar a eficiência volumétrica.

Tabela 2 - Dados do motor Ford CHT 1.4

Especificação	Símbolo	Valor	Unidade	Valor (SI)	Unidade (SI)
Diâmetro dos cilindros	D	75,3	mm	75,3	mm
Curso do embolo	L	77	mm	77	mm
Cilindrada	V_d	1372	cm ³	1372	cm ³
Taxa de compressão	r	8:1	-	8:1	-
Potência	P_{ot}	75	CV a 5400 rpm	73,974	HP a 90Hz
Torque	τ	11,5	kgf.m a 3600 rpm	112,78	N.m a 60Hz

Fonte: Pesquisa direta (2021)

4.1.1 Eficiência volumétrica para rotação de torque máximo

- Potência gerada na rotação de torque máximo. Equação (29)(29)

$$P_{ot} = \frac{\tau \cdot \omega}{760,5}$$

Onde:

P_{ot} - Potência [HP];

τ - Torque [N.m];

ω – Rotação [rad/s];

. Fazendo as conversões de unidade de rotação $\omega = 3600\text{rpm} = 376,991 \text{ rad/s}$.

$$P = \frac{112,78 \cdot 376,991}{760,5} = 55,906 \text{ HP}$$

- Fluxo de ar para potência calculada

A partir da Equação (9)(9), temos:

$$F_{ar} = P_{ot} \cdot \gamma \cdot \frac{BSFC}{3600}$$

F_{ar} – Fluxo de ar admitido pelo motor [kg/s];

P_{ot} – Potência [HP]

γ – Razão estequiométrica da mistura ar-combustível [-];

BSFC – Consumo Específico de Combustível [kg/HP.hr];

Estimando o consumo específico de combustível como sendo 0,2267 kg/HP.hr e a razão estequiométrica do combustível é de 13,2.

$$F_{ar} = 55,9 \cdot 13,2 \cdot \frac{0,2267}{3600} = 0,04649 \text{ kg/s}$$

- Calculando a eficiência volumétrica para rotação de torque máximo

Com a Equação (6)(6), pode-se calcular:

$$\eta_v = \frac{2 \cdot F_{ar}}{\rho_{ar} \cdot v_d \cdot \omega}$$

Onde:

η_v - Eficiência volumétrica [%];

F_{ar} – Fluxo de ar admitido pelo motor [kg/s];

ρ_{ar} - Densidade do ar admitido [kg/m³];

V_d - Volume do motor [m^3];

ω – Rotação [Hz];

Para usar essa equação, assumir que o ar admitido é ar atmosférico seco, $\rho = 1,201 \text{ Kg}/m^3$. $F_{ar} = 0,04649 \text{ kg/s}$, $V_d = 1372 \text{ cm}^3 = 0,001372 \text{ m}^3$ e $\omega = 60 \text{ Hz}$.

$$\eta_v = \frac{2 \cdot 0,04649}{1,201 \cdot 0,001372 \cdot 60} = 94,05\%$$

4.1.2 Eficiência volumétrica para rotação de potência máxima

Para essa etapa do cálculo não é preciso converter torque em potência, pode-se partir da potência dada pelo fabricante (75cv), apenas fazendo as conversões de unidades necessárias. As equações utilizadas nesta etapa são as mesmas da Seção anterior.

- Fluxo de ar para potência dada

Potência dada pelo fabricante é de 73,974 HP. Pela Equação (9) encontra-se o fluxo de ar requerido para a potência.

$$F_{ar} = 73,974 \cdot 13,2 \cdot \frac{0,2267}{3600} = 0,06146 \text{ kg/s}$$

- Calculando a eficiência volumétrica para rotação de torque máximo

A rotação de potência máxima é de 90Hz e o fluxo de ar agora é de 0,06146 kg/s, e com a Equação (6) o rendimento volumétrico é encontrado.

$$\eta_v = \frac{2 \cdot 0,06146}{1,201 \cdot 0,001372 \cdot 90} = 82,88\%$$

Para facilitar a visualização dos valores utilizados para os cálculos, a Tabela 3 representa esses parâmetros nas unidades utilizadas para tal, assim como nas unidades do sistema internacional (SI).

Tabela 3 - Parâmetros encontrados no cálculo do fluxo de ar admitido

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade	Valor (SI)	Unidade
Fluxo de ar necessário em rotação de torque máxima	F_{ar}	6,15	lb/min	0,04649	kg/s
Fluxo de ar necessário em rotação de potência máxima	F_{sr}	8,13	lb/min	0,06146	kg/s
Relação ar/combustível	γ	13,2	-	13,2	-
Consumo específico de combustível do eixo	BSFC	0,5	lb/HP.hr	0,2267	kg/HP.hr
Eficiência volumétrica para torque máximo	η_v	94,05	%	94,05	%
Eficiência volumétrica para potência máximo	η_v	82,88	%	82,88	%

Fonte: Pesquisa direta (2021)

4.2 Aumento volumétrico

Para essa modificação, é esperado o desmonte do motor do carro, sendo que as maiores alterações seriam feitas na parte interna do motor. As principais mudanças envolvem:

- 1- Troca das camisas dos cilindros: com o intuito de deixar os cilindros com um diâmetro maior, seria feita uma usinagem no bloco do motor retirando material das paredes e então colocado uma camisa de cilindro apropriada, mais larga que a original. Após a instalação das camisas é provável que seja necessária mais uma etapa de usinagem, dessa vez na parte interna da camisa, para aproximar à medida que necessita ter internamente, e essa medida só será exata após o processo de brunimento, que além de dar essa precisão à medida interna, determina também a rugosidade específica necessária às paredes internas em que os pistões se movimentarão.
- 2- Troca dos pistões: após um alargamento dos cilindros, os pistões originais se tornam inúteis, logo, seria necessário a substituição por pistões maiores, com diâmetro equivalente à nova medida interna dos cilindros.
- 3- Retentores e juntas: o kit contempla, além de camisas e pistões, juntas, bronzinas e retentores. As bronzinas tem função de minimizar atrito nas articulações, portanto, é interessante fazer a substituição por novas sempre que se abrir o motor. Já as juntas e os retentores são sempre danificados no processo de desmontagem do motor, e por

consequência perdem sua eficiência, necessitando, então, de serem trocados por novos também.

Com a instalação do kit no carro, espera-se manter boa parte das peças do motor, como bielas, virabrequim, e todo o cabeçote, e que ainda assim seja possível um bom aumento do volume interno dos cilindros do motor.

4.2.1 Cilindrada

Para determinar o aumento da cilindrada do motor, inicialmente, é necessário conhecer o volume interno inicial do bloco a partir do uso da Equação (27)(27):

$$V_d = \left(\frac{\pi \cdot D^2 \cdot L}{4} \right) \cdot N_c$$

Onde:

V_d - cilindrada total do motor [cm^3];

D - diâmetro do pistão [cm];

L - curso entre o PMS e o PMI [cm];

N_c - número de cilindros do motor [-].

A Ford especifica que o motor CHT 1.4 do Corcel 1 tem 4 cilindros de diâmetro 75,3mm cada e um curso do êmbolo (distância entre PMS e PMI) de 77mm, logo:

$$V_d = \left(\frac{\pi \cdot 75,3^2 \cdot 77}{4} \right) \cdot 4 = 1372 \text{ cm}^3$$

O kit de retifica para motor CHT 1.6, inicialmente, proposto para aumento volumétrico do motor em estudo, traz em suas especificações técnicas um diâmetro de 77mm para cada um dos quatro pistões. Originalmente o motor CHT 1.6 conta com um curso de êmbolo de aproximadamente 83,5mm, segundo informações da ficha técnica, no entanto, com o objetivo de minimizar custos, este projeto visa manter o virabrequim e as bielas originais do motor 1.4, o que implica diretamente na manutenção do curso do êmbolo de 77mm. A partir disso, a cilindrada deve ser:

$$V_d = \left(\frac{\pi \cdot 77^2 \cdot 77}{4} \right) \cdot 4 = 1435 \text{ cm}^3$$

4.2.2 Correção de rotações para torque e potência máximos

Como já mencionado, o aumento volumétrico não altera o rendimento volumétrico, já que este depende do fluxo requisitado em relação ao fluxo suprido ao motor. No entanto, o aumento volumétrico faz com que o motor exija a mesma quantidade de fluxo em rotações mais baixas, proporcionalmente ao aumento dos cilindros.

$$\text{Razão de crescimento do motor} = \frac{1435}{1372} = 1,04737$$

$$\text{Rotação de torque máximo corrigida} = 3600 \cdot 1,04737 = 3770 \text{ rpm}$$

$$\text{Rotação de potência máxima corrigida} = 5400 \cdot 1,04737 = 5656 \text{ rpm}$$

Na aferição de rotações de um motor, valores menores que 100 rpm são quase desprezíveis (ALMEIDA, 2018), contando então que os valores de 3770 para torque máximo e 5656 para potência máxima encontrados podem ser aproximados para 3800 rpm e 5700 rpm, respectivamente.

O cabeçote do motor considerado neste trabalho tem dimensões originais de fábrica do modelo Ford Corcel 1 (1975), logo, Almeida (2018) sugere que a eficiência volumétrica se manterá após as correções de rotação. Logo, as rotações de torque máximo e potência máxima são apresentadas na Tabela 4 com suas respectivas eficiências volumétricas.

Tabela 4 - Eficiência volumétrica por rotação

Rotação corrigida (rpm)	Hz	η_v
3800	63,33	94.05 %
5700	95	82.88 %

Fonte: Pesquisa direta (2021)

4.2.3 Previsão de potência

Para determinar uma potência esperada para o aumento volumétrico, o método mais simples é realizar o equacionamento reverso da eficiência volumétrica, ou seja, a partir do η_v já conhecido para rotação determinada e com o novo valor volumétrico dos cilindros encontra-

se o novo fluxo de ar requerido pelo motor e conseqüentemente a nova potência que o motor com cilindros maiores será capaz de desenvolver.

É esperado que a potência máxima seja associada a nova rotação de potência máxima, ou seja 5700 rpm. E nessa condição o rendimento volumétrico é de 82,88%, a densidade do ar atmosférico é de 1,201kg/m³ e o volume interno do motor agora é de 1435cm³. Logo, pela Equação (6):

$$F_{ar} = \frac{\eta_v}{2} \cdot \rho_{ar} \cdot V_d \cdot \omega$$

$$F_{ar} = \frac{0,8288}{2} \cdot 1,201 \cdot 0,001435 \cdot 95 = 0,06785 \frac{kg}{s} \quad 11$$

Agora, então é encontrada a potência esperada através da Equação (9).

$$P_{ot} = \frac{F_{ar}}{\gamma \cdot \frac{BSFC}{3600}}$$

$$P_{ot} = \frac{0,06785}{13,2 \cdot \frac{0,2267}{3600}}$$

$$P_{ot} = 81,62 \text{ HP}$$

Nota-se então que com o aumento volumétrico há um aumento de potência do motor. Os cálculos demonstraram que para um aumento de 63 cm³, o fluxo de ar admitido passou de 0,06146 kg/s para 0,06785 kg/s (aumento de 10,39%) e também um acréscimo de 10,33% na potência.

A Tabela 5 representa os parâmetros utilizados para o cálculo do aumento volumétrico, assim como nas unidades do Sistema Internacional (SI).

Tabela 5 -Parâmetros para aumento volumétrico

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade	Valor (SI)	Unidade
Cilindrada original	V_d	1372	cm ³	0,001372	m ³
Cilindrada pós aumento volumétrico	V_{dr}	1435	cm ³	0,001435	m ³
Rotação corrigida para torque máximo	ω	3800	rpm	63,33	Hz
Rotação corrigida para potência máximo	ω	5700	rpm	95	Hz
Fluxo de ar admitido em rotação de potência máxima	F_{ar}	8,975	lb/min	0,06785	kg/s
Potência máxima	P_{ot}	82,78	CV	81,62	HP

Fonte: Pesquisa direta (2021)

4.3 Turbocompressor

4.3.1 Dimensionamento do compressor

- Fluxo de ar necessário para atingir a potência esperada

A Equação (9) determina o fluxo necessário ao motor para se atingir uma determinada potência esperada. A Equação (9) é novamente apresentada:

$$F_{ar} = P_{ot} \cdot \gamma \cdot \frac{BSFC}{3600}$$

A relação estequiométrica para a queima da gasolina é de 13,2:1 (Seção 2.4.3), no entanto, em motores sobrealimentados, Cláudio (2017) indica que é comum utilizar de uma mistura mais rica, logo, será adotada na Seção 4.3.1 o valor de 12:1. O BSFC permanece na estimativa utilizada na Seção 4.1.1. Para alcançar a meta de 120CV = 118,36HP será necessário o seguinte fluxo de ar:

$$F_{ar} = 118,36 \cdot 12 \cdot \frac{0,2267}{3600} = 0,08947 \text{ kg/s}$$

A Tabela 6 representa os parâmetros nas unidades utilizadas para o cálculo do fluxo necessário, assim como nas unidades do sistema internacional (SI).

Tabela 6 - Parâmetros para o cálculo do fluxo necessário

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade	Valor (SI)	Unidade
Fluxo necessário	F_{ar}	11,836	lb/min	0,08947	kg/s
Potência desejada	P_{ot}	120	CV	118,36	HP
Relação ar/combustível	γ	12	-	12	-
Consumo específico de combustível do eixo	BSFC	0,5	lb/HP.hr	0,2267	kg/HP.hr

Fonte: Pesquisa direta (2021)

- Pressão absoluta no coletor de admissão

Após encontrar fluxo de ar necessário no motor, o próximo passo é obter o valor da pressão absoluta no motor, através da Equação (10)(106) que é novamente apresentada:

$$MAR_{req} = \frac{F_{ar} \cdot R \cdot (460 + T_m)}{\eta_v \cdot \frac{N}{2} \cdot V_d}$$

Onde:

MAP_{req} - Pressão absoluta no coletor de admissão-[PSI];

R - Constante dos gases ideais (639,6 lbf.in/lb.°F (287 J/kgK));

T_m - Temperatura no coletor de admissão – [° F];

N – Rotação de potência máxima [rpm];

η_v – Eficiência volumétrica do motor [-];

V_d – Cilindrada total do motor em polegadas [in³].

A temperatura no coletor de admissão é, em suma, variável, porém é plausível utilizar a temperatura de 55°C, aproximadamente 130°F, uma vez que será a mesma temperatura utilizada para dimensionar o intercooler posteriormente. A eficiência volumétrica de motores de 4 cilindros é estimada entre 95% e 99%, segundo Cláudio (2017), por se tratar de um motor com alta quilometragem, adotamos o rendimento de 95%. O fluxo de ar de entrada é de 0,8947 kg/s = 11,836 lb/min. A cilindrada utilizada é a adquirida após o aumento volumétrico, 1435cm³ = 87,56 in³, assim como a nova rotação para potência máxima.

$$MAR_{req} = \frac{11,836 \cdot 639,6 \cdot (460 + 130)}{0,95 \cdot \frac{5700}{2} \cdot 87,56} = 18,84 \text{ psi}$$

A Tabela 7 representa os parâmetros nas unidades utilizadas para o cálculo da pressão absoluta no coletor, assim como nas unidades do sistema internacional (SI).

Tabela 7 – Parâmetros após cálculo de pressão absoluta

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade	Valor (SI)	Unidade
Pressão absoluta	MAP _{req}	18,84	psi	129897,23	Pa
Fluxo necessário	F _{ar}	11,836	lb/min	0,08947	kg/s
Constante dos gases	R	639,6	Lbf.in/lb.°F	287	J/kg.K
Temperatura do coletor de admissão	T _m	130	°F	328,15	K
Eficiência volumétrica	η _v	0,95	-	0,95	-
Velocidade de rotação do motor	N	5700	rpm	95	Hz
Cilindrada total	V _d	87,56	in ³	0,001435	m ³

Fonte: Pesquisa direta (2021)

- Pressões na entrada e na saída do compressor

Levando em consideração as perdas existentes entre o compressor e a válvula borboleta do coletor de admissão, agora é possível, calcular a pressão na saída do compressor. Utilizando a Equação (11)(117), e o valor estimado de 2 PSI de perdas, tem-se:

$$P_{2c} = 18,84 + 2 = 20,84 \text{ psi}$$

Na sequência, a pressão na entrada do compressor, que tecnicamente deveria ser a mesma pressão atmosférica, tem perda de aproximadamente 1 PSI entre compressor e filtro de ar. A Equação (12)(128) evidencia esse cálculo:

$$P_{1c} = 14,7 - 1 = 13,7 \text{ psi}$$

- Razão de pressão

Por fim, a relação de pressão para escolha do compressor é dada pela Equação (13)(139):

$$P_c = \frac{20,84}{13,7} = 1,52$$

- Mapa de eficiência para compressor adequado

O compressor deve ser capaz de oferecer 0,8947 kg/s (11,83 lb/min) de fluxo de ar com uma relação de potência de 1,52.

Para atender os valores requeridos para o projeto, dentre diversas opções consultadas no catálogo da empresa Garrett, foi escolhido o compressor GARRETT GT2052 que tem as seguintes especificações, segundo o site da própria empresa:

- Deslocamento de 1,4L a 2,0L
- Trim: 72
- A/R: 0,50
- Diâmetro de descarga: 52mm

A Figura 28 representa o mapa de eficiência do compressor para o modelo Garrett GT2052.

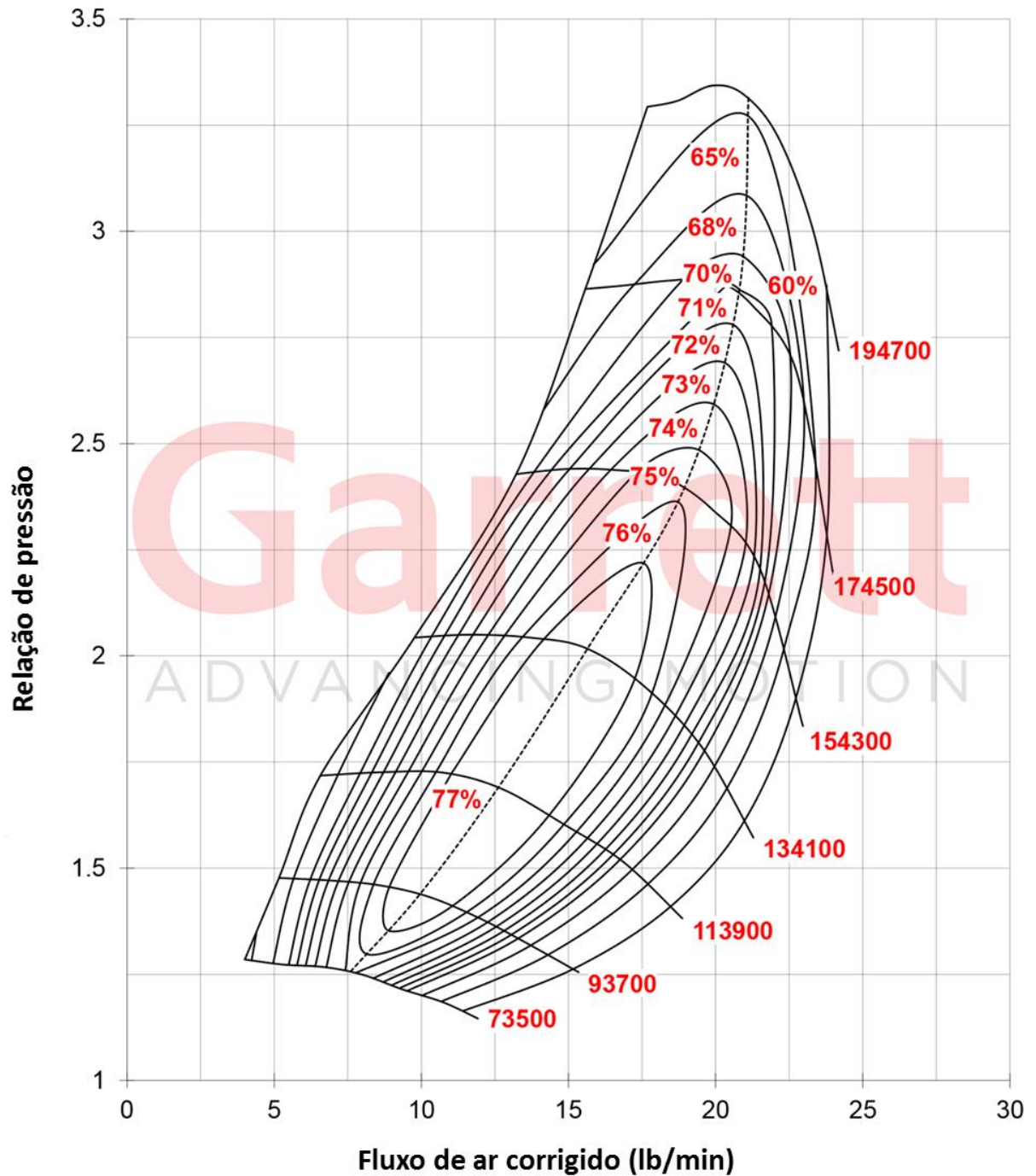


Figura 28 - Mapa de eficiência do compressor Garrett GT2052
 Fonte: Adaptado de Limit Engineering (2021)

Com o mapa de eficiência do compressor selecionado, é possível marcar o ponto de intersecção entre a linha vertical do fluxo de ar e a linha horizontal da razão de compressão já calculados. O mapa com a marcação é mostrado na Figura 29.

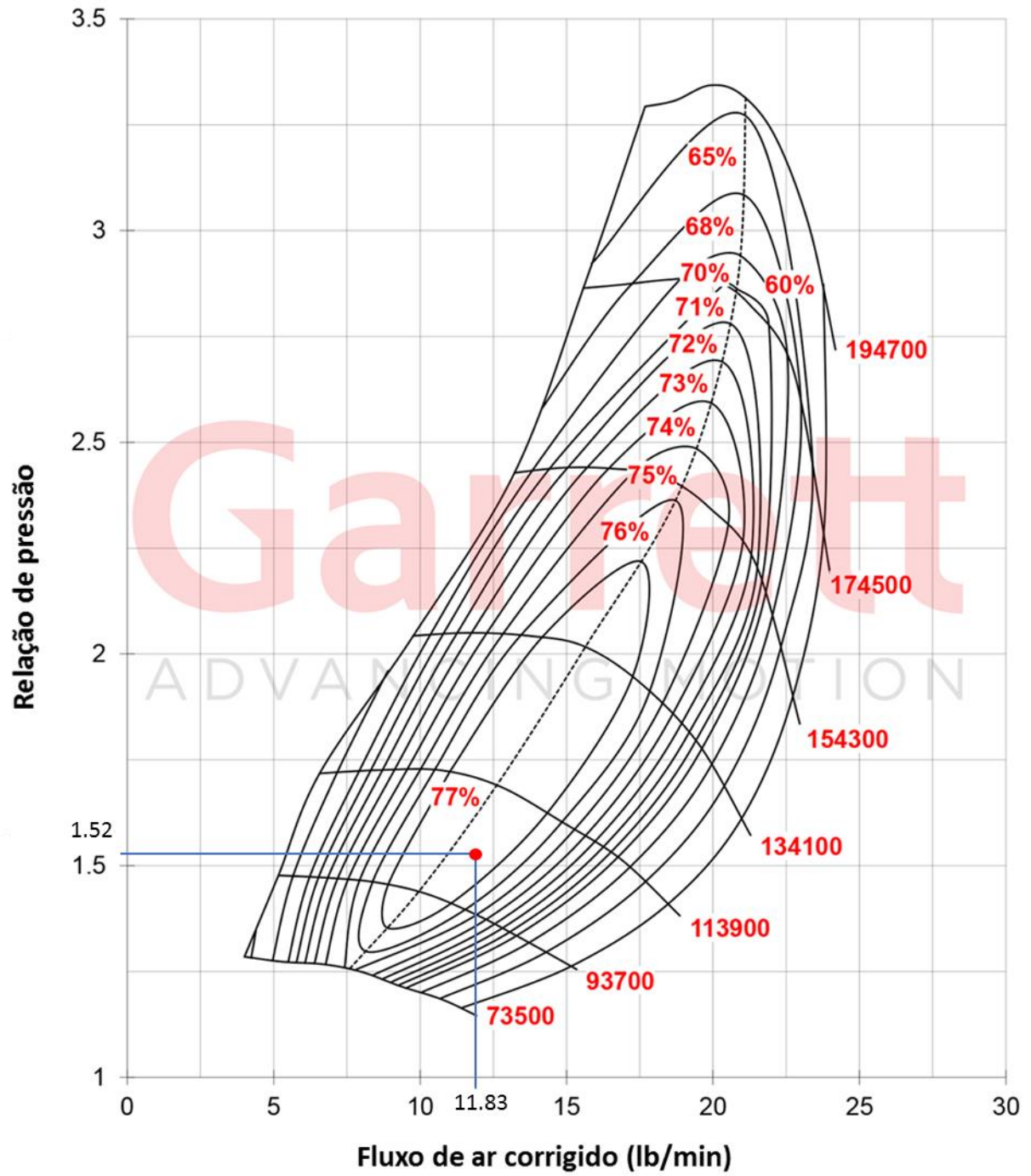


Figura 29 – Ponto de operação localizado no mapa de eficiência do compressor Garrett GT2052
 Fonte: Adaptado de Limit Engineering (2021)

Analisando o ponto encontrado, é notável que ele se encontra inserido à ilha central do mapa, que a área onde o compressor possui maior eficiência, e está numa distância segura das linhas de estrangulamento de sobrecarga. Ou seja, o compressor está adequado para a situação a ser utilizado.

4.3.2 Dimensionamento da turbina

A partir da seleção do compressor, a turbina conjunta a ele deve ser verificada para garantir que os gases de escape do motor do veículo sejam capazes de movimentá-la. Claudio (2017) propõe valores perto de 3000 rpm, onde, a partir dos quais, o turbo será capaz de atuar eficientemente.

- Fluxo dos gases de escape

O fluxo de ar admitido no motor em pés cúbico por minuto é dado pela Equação (14)

$$F_{vl} = \frac{V_d \cdot \frac{N}{2}}{\eta_v}$$

F_{vl} – Fluxo volumétrico de ar admitido no motor [m^3/s];

N – Rotação de potência máxima [Hz];

η_v – Eficiência volumétrica do motor [-];

V_d – Cilindrada total do motor em polegadas [m^3].

$$F_{vl} = \frac{0,001435 \cdot \frac{50}{2}}{0,95} = 0,03776 \text{ m}^3/s \quad 12$$

Para esse valor em metros cúbicos por segundo, deve-se encontrar o valor equivalente em kg/s. Para isso, multiplica-se o resultado do fluxo de ar admitido por 1,18. Este é o valor da densidade do ar em quilogramas por metro cúbico ao nível do mar e 25°C. Assim tem-se o valor de 0,0445 kg/s e ainda se adiciona o combustível (0,2267 kg/min, 0,00378 kg/s)), chega-se a uma massa total aspirada de 0,04828 kg/s. Os valores desses cálculos podem ser observados de maneira mais simples através da Tabela 8.

Tabela 8 -Parâmetros do cálculo do fluxo de ar admitido pelo motor

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade	Valor (SI)	Unidade
Fluxo volumétrico de ar admitido	F_{vl}	0,03776	m ³ /s	0,037 76	m ³ /s
Fluxo mássico de ar admitido	F_{ar}	0,0445	kg/s	0,0445	kg/s
Cilindrada total	V_d	87,56	in ³	0,001435	m ³
Eficiência volumétrica	η_v	0,95	-	0,95	-
Velocidade de rotação do motor	N	3000	rpm	50	Hz
Fluxo de ar +gasolina admitido	m_{asp}	0,04828	kg/s	0,04828	kg/s

Fonte: Pesquisa direta (2021)

A queima de gases em altas temperaturas resultam no aumento do volume dos gases, logo, a quantidade de ar somado com o combustível não é a mesma que sai pelo escape.

Para se utilizar da Equação (15), algumas observações são feitas. Motores turboalimentados têm maior temperatura dos gases de escape do que motores aspirados. Sendo assim, a temperatura será considerada aproximadamente de 1000°F, o que equivale a aproximadamente 537,8°C. A razão de pressão deve ser considerada para um motor que funciona de maneira naturalmente aspirada, sem a utilização do turbocompressor. Assim é possível verificar qual o fluxo antes do turbocompressor começar a funcionar. Nessa situação, a razão de pressão é considerada igual a 1. Logo, tem-se:

$$Q_c = \frac{m_{asp}}{P_c} \cdot \sqrt{\frac{T_{esc} + 460}{518,7}}$$

Onde:

Q_c – Fluxo dos gases de escape [kg/s];

m_{asp} – Massa total aspirada [kg/s];

P_c – Razão de pressão [-];

T_{esc} – Temperatura dos gases de escape [°F].

$$Q_c = \frac{0,04828}{1} \cdot \sqrt{\frac{1000 + 460}{518,7}} = 0,081 \text{ kg/s}$$

Com o valor do fluxo de gases de escape calculado, 0,081 kg/s ou 10,7 lb/min, o próximo passo é verificar se esse fluxo é capaz de acionar a turbina de forma eficiente. A partir da Figura 30, podemos fazer a análise de funcionamento da turbina.

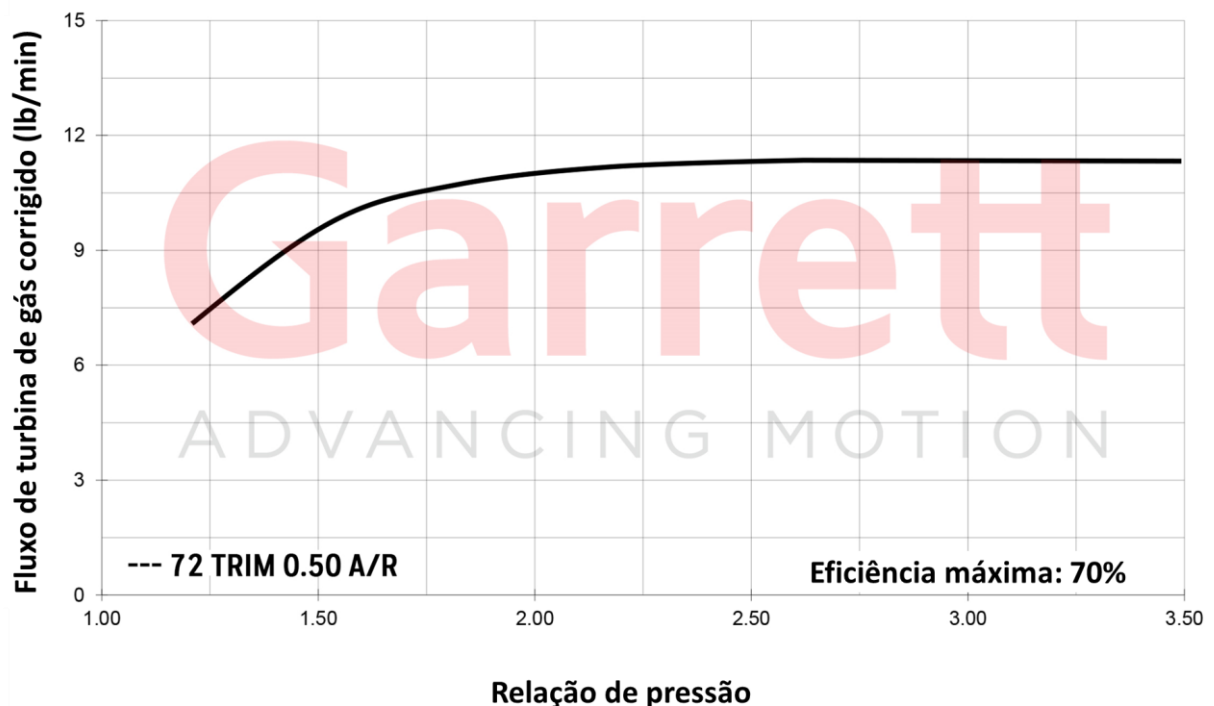


Figura 30 - Mapa de eficiência da turbina GT2052
Fonte: Adaptado de Limit Engeneering (2021)

Observando o valor do fluxo calculado no mapa de eficiência da turbina, pode-se perceber que ele é acima da linha do gráfico, o que garante que, para uma rotação de 3000 rpm do motor, o fluxo de gases de escape é suficiente para girar a turbina.

4.4 Intercooler

4.4.1 Diâmetro mínimo teórico na saída do compressor

Para dimensionar um intercooler compatível com o conjunto de compressor e turbina já dimensionado (Seção 4.3.1 e Seção 4.3.2), primeiro calcula-se o diâmetro mínimo teórico necessário na saída do compressor na Equação (16):

$$D_t = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{ar}}{v \cdot \pi \cdot \rho}}$$

Onde:

D_t - Diâmetro do duto [m];

F_{ar} - Fluxo de ar [kg/s];

ρ - Densidade [kg/m³];

V - Velocidade de escoamento [m/s];

Nessa etapa é considerado o mesmo fluxo de ar admitido calculado para o compressor em rotação de potência máxima, 11,836 lb/min = 0,08948 kg/s. A densidade do ar atmosférico é conhecida (1,3165 kg/m³). A velocidade de escoamento, segundo Almeida (2018), é recomendável que esteja entre 10m/s e 30m/s para que não seja alta a ponto de causar um escoamento turbulento nem baixa que prejudique a eficiência, adotaremos o valor médio de 25m/s neste trabalho.

$$D_t = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,08948}{25 \cdot \pi \cdot 1,3165}} = 0,0588m \text{ ou } 58,8mm$$

A área pode ser calcula pela Equação (30):

$$A = \pi \cdot r^2 = \pi \cdot \left(\frac{0,0588}{2}\right)^2 = 2,71 \cdot 10^{-3} \quad (30)$$

Como já indicado na Seção 2.3.4 deste trabalho, a área de duto do intercooler deve ser considerada 45% maior que a área de um duto livre, visto que ele terá aletas em seu interior.

$$A = 3,94 \cdot 10^{-3} \cdot 1,45 = 3,94 \cdot 10^{-3}m^2 \text{ ou } 3940mm^2 \quad (31)$$

A partir de tal dimensionamento é possível concluir que uma alteração deverá ser feita na tubulação de saída do compressor uma vez que o diâmetro original do modelo escolhido é de 52mm e para atender a demanda de 3940mm² o diâmetro deve ser:

$$D = \sqrt{\frac{A \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{3940 \cdot 4}{\pi}} = 70,8mm \quad (32)13$$

Logo uma adaptação no bocal de saída da tubulação de saída para um diâmetro de 70,8mm.

4.4.2 Temperatura do ar na entrada do intercooler

A temperatura de saída do compressor é definida como sendo igual a temperatura de entrada no intercooler. No Seção 2.3.4 as equações para o cálculo foram apresentadas.

Trazendo novamente a Equação (17), de dimensionamento de trocadores de calor:

$$T_2 = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{n \cdot \frac{1}{n}} \cdot T_1$$

Onde:

T_2 - Temperatura de saída do compressor [K];

T_1 - Temperatura de admissão do compressor [K];

P_2 - Pressão de descarga do compressor [KPa];

P_1 - Pressão de admissão do compressor [KPa];

E a Equação (18):

$$\eta - \frac{1}{\eta} = \frac{1 - \frac{1}{\gamma}}{\varepsilon}$$

Onde:

γ - Razão entre calores específicos (aproximadamente 1,4)

ε - Eficiência indicada no mapa do compressor [%]

η - Eficiência isentrópica [%]

No mapa do compressor escolhido é possível detectar que as faixas de trabalho estão na ilha que corresponde a uma eficiência de trabalho de 77%, logo

$$\eta - \frac{1}{\eta} = \frac{1 - \frac{1}{1,4}}{0,77} = 0,371$$

Como já determinado na Seção 4.3.1, as pressões na entrada e na saída do compressor são, respectivamente, 13,7psi (94,46 kPa) e 20,84psi (143,68 kPa), e a temperatura do ar de entrada no compressor é estabelecida como 27°C (300K), uma temperatura média dos locais em que o veículo em estudo transita.

$$T_2 = \left(\frac{158,92}{94,46} \right)^{0,371} \cdot 300 = 350,51K$$

4.4.3 Efetividade do Intercooler

O próximo passo é o cálculo da capacitância térmica do fluido quente na Equação (19):

$$C_q = m_q \cdot C_{pq}$$

Onde:

C_q - Capacitância térmica do fluido quente [kW/K];

m_q - Vazão mássica do fluido quente [kg/s];

C_{pq} - Capacidade térmica específica a pressão constante do fluido quente [kJ/kgK];

A vazão mássica de fluido quente será a mesma já calculada na Seção 4.3.1 como fluxo de ar admitido pelo motor, uma vez que foi considerada a não perda de fluxo de ar no sistema. Já a capacidade térmica específica a pressão constante do fluido quente é tabelada como 0,24 cal/g.°C ou 1 kJ/kgK.

$$C_q = 0,08948 \cdot 1 = 0,08948 \text{ kW/K}$$

Em seguida a capacitância térmica do fluido frio e a razão entre capacitâncias pela Equação (20) e Equação (21), respectivamente.

$$C_f = C_q \cdot 1,5$$

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

Onde:

C_f - Capacitância térmica do fluido frio [kW/K];

C_r - Razão entre capacitâncias;

C_{min} - Menor valor entre as capacitâncias quente e frio (para a aplicação, sempre será a capacitância do fluido quente, C_q);

C_{max} - Maior valor entre as capacitâncias quente e frio (para a aplicação, sempre será a capacitância do fluido frio, C_f).

$$C_f = 0,08948 \cdot 1,5 = 0,13422$$

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{0,08948}{0,13422} = 0,012$$

O próximo passo é o dimensionamento da máxima troca de calor possível e da efetividade real com as Equações (22), (23) e (24):

$$Q_{max} = C_{min} \cdot (T_{eq} - T_{ef})$$

$$Q = C_q(T_{eq} - T_{sq})$$

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}}$$

Onde:

Q_{max} - Troca de calor máxima [kW];

T_{eq} - Temperatura de entrada do fluido quente [K];

T_{ef} - Temperatura de entrada do fluido frio [K];

Q - Troca de calor real [kW];

T_{sq} - Temperatura de saída do fluido quente [K];

ε – Efetividade

Como indicado na Seção 4.3.1, a temperatura de saída do fluido do intercooler é a mesma da entrada do fluido na válvula borboleta do motor, ou seja, 55°C equivalente à 328K.

$$Q_{max} = 0,08948 \cdot (350,51 - 300) = 4,51kW$$

$$Q = 0,08948 (350,51 - 328) = 2,014kW$$

$$\varepsilon = \frac{2,014}{4,51} = 0,4465$$

4.4.4 Área do Intercooler

De posse dos valores calculados na Seção anterior, agora calcula-se NUT, número de unidade de transferência na Equação (25):

$$NUT = \ln \left(1 + \left(\frac{1}{C_r} \right) \ln(1 - \varepsilon C_r) \right)$$

$$NUT = -\ln \left(1 + \left(\frac{1}{0,012} \right) \ln(1 - 0,4465 \cdot 0,012) \right) = 0,5936$$

E finalmente a área necessária para a troca de calor requerida na Equação (26):

$$A = \frac{C_{min} \cdot NUT}{U}$$

O coeficiente global de transferência de calor, já calculado, é de 68,02 W.

$$A = \frac{0,08948 \cdot 0,5936}{68,02} = 0,078 \text{ m}^2 \text{ ou } 78000 \text{ mm}^2$$

Dentre diversas opções de mercado o modelo de intercooler EAN 4059191355587 da marca RIDEX atende a necessidade de área frontal desejada.

4.5 Interação de resultados

A proposta de obter mais potência de um motor com aumento volumétrico e a instalação de um turbo compressor foi eficaz ao conseguir atingir a meta de 120 cv. A Figura 31 apresenta um gráfico para comparação dos valores de potência para cada solução proposta.

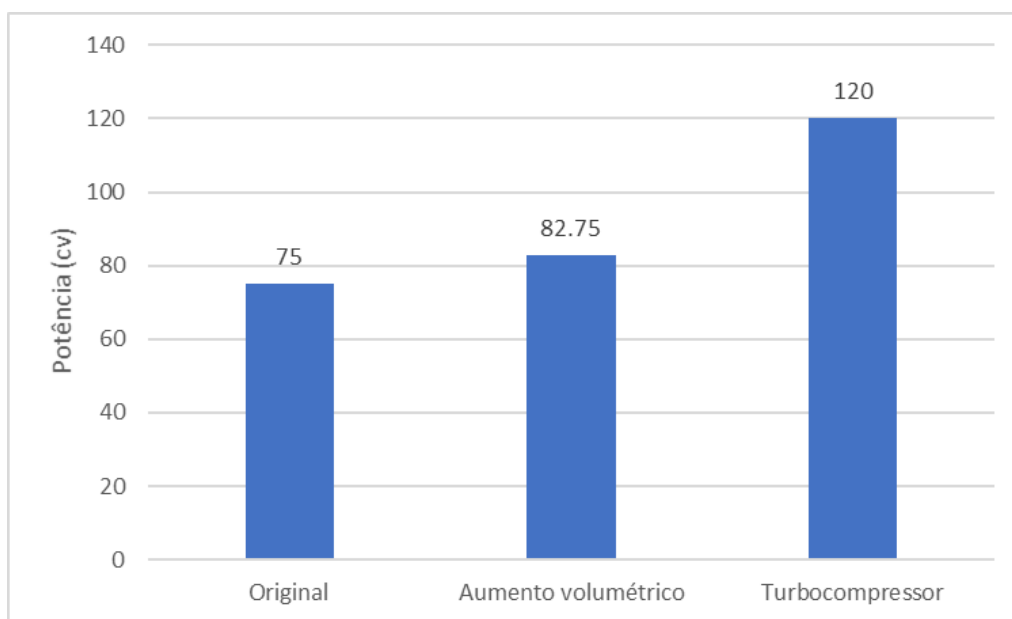


Figura 31 -Gráfico comparativo da potência para cada solução proposta
Fonte: Pesquisa Direta (2021)

Dentre as soluções propostas para ganho de potência, o aumento volumétrico obteve êxito, correspondendo às expectativas iniciais.

A instalação de um turbocompressor se mostra bastante eficiente para o objetivo de aumento de potência. O sistema dimensionado envolve o conjunto compressor e turbina

GARRETT GT2052, e o intercooler EAN 4059191355587 da marca RIDEX que entregaram para o motor 120 cv de potência utilizando um fluxo de 0,08947 kg/s de ar.

O fluxo de ar gerado pelo sistema de turbocompressor é a principal medida para se ter um aumento de potência e ambos valores, em teoria, são diretamente proporcionais, como exemplifica a Figura 32.

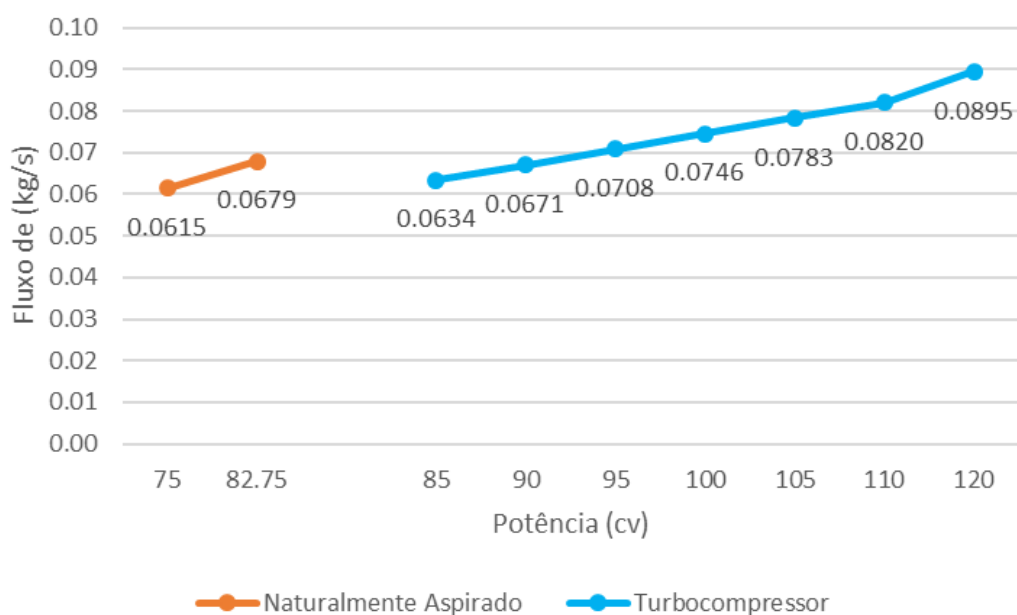


Figura 32 - Gráfico fluxo de ar admitido vs potência gerada
Fonte: Pesquisa Direta (2021)

A relação de aumento de potência envolve outros fatores além do fluxo de ar. A mistura estequiométrica de ar-combustível, em veículos naturalmente aspirados, é de 13,2:1 (Seção 2.4.3), enquanto que em motores turboalimentados, a mistura é desejável que seja mais rica, logo a proporção usada é de 12:1. Essa alteração é percebida na Figura 32, onde é notável uma intersecção no gráfico entre os fluxos de ar para o motor naturalmente aspirado e o turboalimentado. O naturalmente aspirado necessita de uma quantidade maior de ar na mistura com o combustível quando comparado com o motor turboalimentado, ou seja, para valores de fluxo de ar próximos, o motor turbinado apresenta maior potência.

Para obter uma potência superior a 120cv outras soluções são necessárias, a exemplo da introdução de uma central eletrônica com sensores de monitoramento e atuadores elétricos, adição de um sistema de injeção direta ou indireta por meio de bicos injetores, troca do cabeçote, dentre outras. Essas soluções não foram consideradas nesse trabalho, pois o custo de implementação é elevado, portanto, inviável.

5. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

5.1 Conclusões

Este trabalho estudou a proposta de modificação no motor de um Ford Corcel, ano de fabricação 1975, a fim de causar um aumento de potência suficiente para possibilitar melhor desempenho do veículo em viagens longas, tornando-as mais confiáveis e seguras. O acréscimo de potência foi limitado a 120 cv a fim de não causar danos ou necessitar atualização de outras partes do veículo como; estrutura, suspensão, freios, sistema de arrefecimento, entre outros.

Foi realizado um estudo de toda a base teórica sobre motores de ciclo Otto e também uma exploração com foco em melhoria de performance utilizando e dimensionando turbocompressor e intercooler. Toda a pesquisa foi classificada como exploratória, quantitativa por se basear em números, e de método bibliográfico uma vez que foi baseada em artigos, monografias, dissertações e livros.

A prerrogativa de aumento de potência desenvolvida por motores de ciclo Otto vem do aumento de fluxo da mistura ar combustível para queima dentro da câmara de combustão. A partir disso foi traçado como critério para alcançar o ganho de potência o aumento interno dos quatro cilindros e a instalação de um turbocompressor que objetiva o aumento do fluxo de ar dentro do motor.

O aumento volumétrico do motor resultou num aumento de potência de 10,33%, passando de 75 cv (5400 rpm) originais de fábrica, para 82,75 cv (5700 rpm). Com a adição do turbocompressor e intercooler obteve-se 120 cavalos de potência a uma rotação de 5700 rpm e com uma admissão de 0,08947 kg/s de fluxo de massa de ar. Com os resultados numéricos obtidos, acredita-se que é viável a implementação destas soluções no motor estudado, caso: Ford Corcel 1 (1975).

5.2 Recomendações para Trabalho Futuros

Após a realização do estudo, sugere-se para trabalhos futuros

1. Realizar as modificações propostas no motor e comparar resultados práticos aos teóricos deste trabalho;
2. Elaborar um estudo de dimensionamento para um novo cabeçote e suas contribuições para aumento de potência do motor;

3. Avaliar interferência que novos equipamentos eletrônicos (central de distribuição e de injeção) e suas contribuições para aumentar eficiência do motor.

6. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALMEIDA, U. Sad. **Preparação de um motor de combustão interna ciclo Otto com foco em provas de automobilismo recreativo**. TCC apresentado à Faculdade Presidente Antônio Carlos de Conselheiro Lafaiete, 2018.

BOSCH, Robert. **Manual de tecnologia automotiva**. Edgard Blucher, 2005

BRUNETTI, Franco. **Motores de combustão interna**. V.1, São Paulo: Blucher, 2012.

BRUNETTI, Franco. **Motores de combustão interna**. V.2, São Paulo: Blucher, 2012

CANAL DA PEÇA. Disponível em: <https://www.canaldapeca.com.br/blog/como-funciona-um-blower/>. Acesso em: 17 de março de 2021

CANAL PARADA SOLICITADA. Disponível em: <http://canalparadasolicitada.blogspot.com.br/2013/01/como-funciona-turbina.html> Acesso em: 18 de março de 2021.

CANDIDO, Arthur F., **Análise das eficiências volumétricas, global, mecânica e térmica de um veículo flex operando com etanol hidratado e gasolina em diferentes situações de carga**. TCC apresentado a Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2016.

CAPELLI, Alexandre. **Eletroeletrônica automotiva: injeção eletrônica, arquitetura do motor e sistemas embarcados**. São Paulo: Érica, 2010.

CARVALHO, Emilly, **O que é rebaixar o cabeçote? Aumenta a potência?**, Portal Auto. 2019. Disponível em: < <https://portalauto.com.br/manutencao/rebaixar-cabecote-aumenta-potencia/#:~:text=Rebaixar%20o%20cabe%C3%A7ote%20%C3%A9%20um,sejam%20ocasionados%20danos%20no%20motor.>> Acesso em: 16 de março de 2021.

CLAUDIO, Luis. **Dimensionamento de turbocompressores para a aplicação em motores de combustão interna**. Trabalho de conclusão de curso apresentado à Universidade Federal de Uberlândia de Engenharia Mecânica, 2017.

CULTURA MIX, disponível em: <https://www.culturamix.com/wp-content/uploads/2010/09/imagem-500x263.jpg>. Acesso em: 17 de março de 2021

DAVIS, Earl. **Supercharging, Turbocharging, and Nitrous Oxide Performance Handbook**. 1. ed. [United States of America]: Motorbooks, 2002.

DB AUTOPARTS. Disponível em: https://http2.mlstatic.com/D_NQ_NP_809638-MLB31063723385_062019-O.jpg. Acesso em: 17 de março de 2021

ED MOTORS, **Como funciona: Cabeçote**, 2016. Disponível em: <http://www.edmotors.com.br/2016/12/02/como-funciona-cabecote/#:~:text=O%20cabe%C3%A7ote%20%C3%A9%20formado%20por,da%20%C3%A1gua%20e%20do%20%C3%B3leo.>> Acesso em 16 de março de 2021

EDUCAÇÃO AUTOMOTIVA. Disponível em: <https://educacaoautomotiva.com/2017/07/16/por-que-motores-turbo-andam-mais-que-aspirados/>. Acesso em: 24 de junho de 2021

FERGUSON, C. **Internal Combustion Engines Applied Thermoscience**. Nova York: J. Wiley & Sons, 1986.

Ford Corcel: anos do modelo que revolucionou os carros médios no Brasil, disponível em: <https://media.ford.com/content/fordmedia/fsa/br/pt/news/2018/06/28/ford-corcel--50-anos-do-modelo-que-revolucionou-os-carros-medios.html>. Acesso em 17 fev. 2021

GUSMÃO, Marcos. **Carros antigos – Tesouros preservados**. Autoclassic.com.br, disponível em: <http://www.autoclassic.com.br/carros-antigos-tesouros-preservados/>. Acesso em: 17 fev. 2021

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**, 1988

HOFFMANN, Samuel B., **Análise de veículo movido por um motor de combustão interna de ciclo Otto Aspirado e sobrealimentado**. Trabalho de conclusão de curso apresentado à Universidade de Caxias do Sul, 2019.

LIMIT ENGINEERING. Disponível em: <https://limitengineering.com/GT2052.html>. Acesso em 21 de setembro de 2021.

MARCONI, M. d. A.; LAKATOS, E. M. **Fundamentos de metodologia científica**. [S.l.]: 5.ed.-São Paulo: Atlas, 2003. 18, 30

MARTINS, J. **Motores de Combustão Interna**. 2 ed., Publindústria Edições técnicas, 2006.

MALFATTI, Laércio. **Análise qualitativa do ciclo real e tempo de combustão em um motor padrão ASTM-CFR operando com mistura de gasolina com etanol hidratado**. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

MD PARTS. Disponível em: https://http2.mlstatic.com/D_NQ_NP_850296-MLB32055803769_092019-O.webp. Acesso em: 17 de março de 2021

MERCADO LIVRE, disponível em: https://produto.mercadolivre.com.br/MLB-1786534160-jogo-pisto-std-corcel-1-e-2-belina-1-e-2-14-cht-gasolina-JM#position=3&search_layout=grid&type=item&tracking_id=6224c418-d25a-43b8-ab62-fb0de0416e1f. Acesso em: 16 de março de 2021

MORETTI, Isabella, **Metodologia de Pesquisa TCC**, 2021. Disponível em: <https://viacarreira.com/metodologia-de-pesquisa-do-tcc/>. Acesso em 17 de março de 2021.

OLIVEIRA, R. Vinicius de. **Estudo de aumento de potência em motor por meio de sobrealimentação**. Trabalho de conclusão de curso apresentado à Universidade Tecnológica Federal de Engenharia Mecânica, 2016.

OLX. Disponível em: <https://df.olx.com.br/distrito-federal-e-regiao/autos-e-pecas/pecas-e-acessorios/carros-vans-e-utilitarios/pressurizacao-turbo-intercooler-ap-up-tsi-audi-golf-uno-chevett-opala-quadrado-v6-v8-707512586>. Acesso em 18 de março de 2021.

PASSOS, R. **Turbos e compressores: vamos falar de sobrealimentação**, 2016 Disponível em: <https://www.flatout.com.br/turbos-e-compressores-vamos-falar-de-sobrealimentacao/>. Acesso em 15 de março de 2021.

PASSOS, R. **Intercoolers, resfriadores e injeção de água: tudo o que você queria (e precisa) saber sobre**, 2017 Disponível em: <https://www.flatout.com.br/intercoolers-resfriadores-e-injecao-de-agua-tudo-o-que-voce-queria-e-precisa-saber-sobre/>. Acesso em 16 de março de 2021.

PRODANOV, C. C.; FREITAS, E. C. de. **Metodologia do trabalho científico: métodos e técnicas da pesquisa e do trabalho acadêmico**-2a Edição. [S.l.]: Editora Feevale, 2013. 18, 19

PULKRABEK, W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine**, 2ª Ed., 2002

R19 CLUB. Disponível em: R19 Club, <http://r19club.com/potencia-e-turbo/taxa-de-compressao-como-elevar-a-potencia/>. Acesso em: 18 de março de 2021

RADIADORES TREVO. Disponível em: <https://www.radiadorestrevo.com.br/cooler-mb1113-motor-352/p/pk2263>. Acesso em: 17 de março de 2021.

SANCHES, S. Freitas, **Dimensionamento de um turbocompressor para motor de competição ciclo Otto**. TCC apresentado à Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, 2017.

SCHULTZ, Daniel. **Ciclo de Otto**. Disponível em: https://www.if.ufrgs.br/~dschulz/web/ciclo_otto.htm. Acesso em: 17 de março de 2021.

SILVA, Anderson Moreira da. **Simulação e análise do intercooler em motores Otto originais de fábrica**. Disponível em: http://sites.poli.usp.br/d/pme2600/2008/Artigos/Art_TCC_003_2008.pdf. Acesso em 06 de outubro de 2021.

SILVEIRA, F. Lang da. **Máquinas térmicas à combustão interna de Otto e de Diesel**. Disponível em : <https://www.if.ufrgs.br/~dschulz/web/arquivos/maqterm.pdf>. Acesso em 15 mar. 2021

SIMÊNCIO, Éder C. A., **Motores de Combustão Interna**, Londrina: Editora e Distribuidora Educacional S.A., 2019.

STAPLETON, Daniel. **How to plan & build a fast road car**. 1. ed. [England]: Veloce Publishing Limited, 2005.

TRADIESEL. Disponível em: <http://www.tradiesel.com.br/vantagens.htm>. Acesso em 17 de março de 2021.

VARELLA, C. Alberto. **Estimativa da potência dos motores de combustão interna**, UFRRJ, 2010.