

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ**

**ALFREDO NICOLINO BONILHA**

**DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DE UM TURBOCOMPRESSOR PARA UM  
MOTOR ALTERNATIVO CICLO OTTO EM UMA APLICAÇÃO AUTOMOTIVA**

**LONDRINA**

**2023**

**ALFREDO NICOLINO BONILHA**

**DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DE UM TURBOCOMPRESSOR PARA UM  
MOTOR ALTERNATIVO CICLO OTTO EM UMA APLICAÇÃO AUTOMOTIVA**

**Turbocharger Sizing and Selection for an Alternative Otto Cycle Engine in an  
Automotive Application**

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação  
apresentado como requisito para obtenção do título de  
Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade  
Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).  
Orientadora: Prof<sup>a</sup>. Dr<sup>a</sup>. Janaina Fracaro de Souza  
Gonçalves

**LONDRINA**

**2023**



Esta licença permite compartilhamento, remixe, adaptação e criação a partir do trabalho, mesmo para fins comerciais, desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es). Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.

**ALFREDO NICOLINO BONILHA**

**DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DE UM TURBOCOMPRESSOR PARA UM  
MOTOR ALTERNATIVO CICLO OTTO EM UMA APLICAÇÃO AUTOMOTIVA**

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação  
apresentado como requisito para obtenção do título de  
Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade  
Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).  
Orientadora: Prof<sup>a</sup>. Dr<sup>a</sup>. Janaina Fracaro de Souza  
Gonçalves

Data de aprovação: 13/junho/2023

---

Janaina Fracaro de Souza Gonçalves  
Doutora em Engenharia Mecânica  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

---

Roger Nabeyama Michels  
Doutor em Engenharia Mecânica  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

---

Ricardo de Vasconcelos Salvo  
Doutor em Engenharia Mecânica  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

**LONDRINA**

**2023**

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço aos meus pais, Silvano e Daniela, por todo o apoio emocional e financeiro concedido durante toda a graduação

Agradeço a minha irmã, Laura, por todo o apoio e compreensão.

Agradeço aos meus colegas de curso pelas amizades que com toda certeza levaremos por todas nossas vidas.

Agradeço a minha orientadora Prof.<sup>a</sup>. Dr.<sup>a</sup>. Janaina Fracaro de Souza Gonçalves pelo apoio não só com essa obra, mas em toda a minha graduação.

Por fim agradeço a UTFPR, instituição na qual devo reconhecimento pelo profissional que estou me tornando.

## RESUMO

Durante muitos anos os turbocompressores foram sinônimos apenas de protótipos de competição com exorbitantes números de potência líquida ou motores Diesel de enorme deslocamento cúbico, porém com a crescente demanda por veículos mais eficientes e o avanço da tecnologia, passaram a ser um dos principais expoentes do mercado de veículos leves de passeio nos últimos anos. O presente trabalho teve como objetivo realizar o dimensionamento de um turbocompressor para uma aplicação automotiva propondo uma metodologia de cálculos, análise dos gráficos de eficiência destas máquinas de fluxo e um estudo de caso pertinente, abordando a problemática de uma maneira simples e de fácil reprodução.

**Palavras-chave:** motor a combustão interna; indução forçada; preparação automotiva.

## ABSTRACT

For many years turbochargers have been synonymous of high-performance racing prototypes with extraordinary power outputs or enormous Diesel engines, but with the growing demand for higher efficiency vehicles and the advance of this technology, they've become one of the main players in the light-vehicles market over the last few years. The present work had the objective of executing the process of a turbocharger sizing throughout a methodology of calculus and analysis of the efficiency maps of those machines, with an easily understandable and replicable approach as well as a case study.

**Keywords:** internal combustion engine; forced induction; engine tuning.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Conceito original patenteado por Alfred Büchi.....	14
Figura 2 – Aeronave Packard Le-Pere Lusac 11 .....	15
Figura 3 - Motor V-12 com turbocompressor utilizado no Lusac 11 .....	16
Figura 4 – Primeira aplicação comercial de Turbocompressores .....	17
Figura 5 – Carcaça quente e fria do turbocompressor.....	18
Figura 6 – Fluxo dos gases na carcaça fria do turbocompressor .....	19
Figura 7 – Relação A/R .....	21
Figura 8 – Vista explodida do turbocompressor.....	22
Figura 9 – Fluxo dos gases na carcaça fria do turbocompressor .....	22
Figura 10 – Linhas de <i>Surge</i> e <i>Choke</i> .....	24
Figura 11 – Fluxograma de procedimentos para o dimensionamento .....	25
Figura 12 – Mapa de eficiência do turbocompressor BorgWarner EFR 8374 ....	26
Figura 13 – Ponto de análise no mapa de eficiência do turbocompressor Masterpower R384 .....	32
Figura 14 – Ponto de análise no mapa de eficiência do turbocompressor Masterpower R4449 .....	33
Figura 15 – Curva estimada no mapa de eficiência do turbocompressor Masterpower R4449 .....	34
Figura 16 – Ponto de análise no mapa de eficiência do turbocompressor Masterpower R494-3 .....	35

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>7</b>
<b>1.1</b>	<b>OBJETIVOS</b> .....	<b>9</b>
1.1.1	Objetivo Geral .....	9
1.1.2	Objetivos Específicos .....	9
<b>1.2</b>	<b>Justificativa</b> .....	<b>9</b>
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>11</b>
<b>2.1</b>	<b>Ciclo Otto</b> .....	<b>11</b>
2.1.1	Detonação e Pré-ignição .....	12
<b>2.2</b>	<b>Ciclo Diesel</b> .....	<b>13</b>
<b>2.3</b>	<b>Turbocompressores</b> .....	<b>14</b>
2.3.1	Princípio de Funcionamento .....	17
2.3.2	Turbo <i>Lag</i> .....	20
2.3.3	Parâmetros Principais .....	20
<b>2.4</b>	<b>Consumo Específico de Combustível (BSFC)</b> .....	<b>23</b>
<b>2.5</b>	<b>Fenômenos <i>Surge</i> e <i>Choke</i></b> .....	<b>23</b>
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA</b> .....	<b>25</b>
<b>4</b>	<b>ESTUDO DE CASO</b> .....	<b>29</b>
4.1	Cálculo do Fluxo Necessário para Atingir a Potência Desejada .....	30
4.2	Cálculo da Pressão Absoluta no Coletor de Admissão .....	30
4.3	Cálculo da Razão de Pressão .....	31
4.4	Análise do gráfico de eficiência - Masterpower R384 .....	32
4.5	Análise do gráfico de eficiência - Masterpower R4449 .....	33
4.6	Análise do gráfico de eficiência - Masterpower R494-3.....	34
4.7	Discussão dos Resultados .....	35
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO</b> .....	<b>37</b>
	<b>REFERÊNCIAS</b> .....	<b>39</b>



## 1 INTRODUÇÃO

Os motores a combustão interna convertem a energia química dos combustíveis em energia mecânica para produzir trabalho de eixo. A energia mecânica é aproveitada por meio da expansão dos gases que desloca os pistões movendo a árvore de manivelas (virabrequim). (PUGLIESI, 1976).

O principal fator limitante da potência de um motor é a quantidade de ar que este consegue deslocar para dentro dos cilindros, pois esta impacta diretamente na quantidade de combustível que pode ser queimado. Uma forma simples de aumentar a potência é pressurizar a admissão acima da pressão atmosférica com o auxílio de um compressor. Motores que utilizam esse artifício são conhecidos como motores sobrealimentados ou com indução forçada (*forced induction engines*).

Vale ressaltar, porém, que uma considerável parcela da energia química dos combustíveis é rejeitada pelo motor nos gases de escape em forma de energia cinética e térmica. Os turbocompressores surgem justamente com a ideia de reaproveitar esta energia disponível e transferi-la a um compressor para pressurizar a admissão e consequentemente aumentar o rendimento do conjunto. A turbina, propriamente dita, é responsável por converter a energia dos gases de escape em trabalho de eixo que é então transmitido ao compressor, responsável por comprimir o ar atmosférico sendo direcionado ao coletor de admissão (SILVA, 2021).

As primeiras utilizações de turbocompressores são datadas dos primórdios do século XX em motores do ciclo Diesel para aplicações aeronáuticas, tendo o objetivo de compensar a perda de pressão atmosférica e consequente densidade do ar em altitudes elevadas, melhorando a performance das aeronaves (BOOST SCHOOL, 2021).

Com o adendo da segunda guerra mundial, a tecnologia evolui de tal forma que os turbocompressores passam a ser presença garantida em aplicações militares como aviões, navios e veículos blindados, todos com motores do ciclo Diesel. No pós-guerra os turbocompressores passaram a integrar também aplicações Diesel em veículos de carga e motores estacionários, assumindo total onipresença nestes mercados.

No cenário automobilístico os turbocompressores se popularizaram na década de 1970, com os fabricantes e competidores buscando extrair grandes potências de motores menores, e consequentemente mais leves, melhorando o

desempenho de seus bólidos. A tecnologia se propagou de tal forma que em meados da década de 1980 grande parte dos carros da Fórmula 1 utilizavam motores sobrealimentados.

Porém foi apenas graças a popularização da injeção eletrônica, no final da década de 1990, que os turbocompressores começaram a proporcionar resultados satisfatórios em automóveis de passeio leves equipados com motores do ciclo Otto. A tecnologia evoluiu de tal forma que hoje grande parte dos veículos novos vendidos são equipados com tal tecnologia.

Para a obtenção de um resultado satisfatório, contudo, o correto dimensionamento do turbocompressor é vital: em suma um conjunto muito grande irá trazer ótimos números de potência líquida, porém terá dificuldades de resposta em regimes de baixa rotação, enquanto um turbocompressor menor proporcionará uma resposta melhor, porém ao despendido de potência. Existem também peculiaridades que envolvem motores turbocomprimidos que devem ser tratadas na etapa de elaboração do projeto, independentemente de sua natureza.

Para tal objetivo, grandes empresas automotivas utilizam-se de modelos em *software* e algoritmos para simular a eficiência de ambas as máquinas térmicas (o motor em si e o turbo) nos mais variados regimes de operação em busca de produzir o conjunto mais harmonioso para a aplicação desejada. Após a etapa de projeto são construídos protótipos munidos de inúmeros sensores para uma extensa etapa de validação.

Existe, por outro lado, os entusiastas que desejam apenas alavancar a potência de seu projeto (independente da aplicação) com os recursos limitados disponíveis a seu alcance. Os primórdios da preparação automotiva no Brasil nos anos 1990, por exemplo, datam de entusiastas que retiravam turbocompressores Holset de grandes motores Cummins Diesel e adaptavam em seus veículos (mais comumente os motores Volkswagen família AP), utilizando-se do que havia disponível na época, visto que a importação de veículos e peças automotivas havia apenas há pouco sido permitida.

É possível, porém, utilizando-se de conhecimentos de termodinâmica e mecânica dos fluidos, bem como as informações disponíveis de ambas as máquinas, realizar um dimensionamento simples, porém extremamente eficaz, garantindo um conjunto harmonioso e um resultado satisfatório. Esses conceitos e metodologia serão elencados no presente trabalho, com o objetivo de facilitar o entendimento e

proporcionar um aprendizado para aqueles que buscam conhecimento na área de turbocompressores e preparação automotiva, seja para uma aplicação profissional ou pessoal.

## **1.1 OBJETIVOS**

Posto os conceitos e as perspectivas técnicas e históricas anteriormente abordadas, os objetivos do presente trabalho são citados a seguir.

### **1.1.1 Objetivo Geral**

Executar o dimensionamento de um turbocompressor para a aplicação em um motor alternativo de ciclo Otto equipado em um veículo de passeio leve. Selecionar, com base na metodologia a ser decorrida e nas opções disponíveis no mercado, um turbocompressor que proporcione um considerável ganho de potência, mas mantendo uma boa entrega de torque e dirigibilidade.

### **1.1.2 Objetivos Específicos**

Os objetivos específicos do presente trabalho são:

- Elencar conhecimentos pertinentes a respeito do tema;
- Documentar uma metodologia simples e facilmente replicável, porém eficaz para o processo de dimensionamento;
- Executar o dimensionamento por meio de um estudo de caso;

## **1.2 Justificativa**

A crescente demanda do mercado automotivo por veículos mais eficientes, impulsionada tanto pelo enrijecimento das normas de emissões quanto o constante aumento no preço dos combustíveis, fez com que a tecnologia dos turbocompressores se popularizarem consideravelmente na última década.

Antes sinônimo apenas de veículos de competição com exorbitantes números de potência líquida ou motores Diesel de enorme deslocamento cúbico, os

turbocompressores passaram a ser um dos principais expoentes do mercado de veículos leves nos últimos anos.

Segundo Binder (2017) modelos equipados com turbocompressores representaram 27,6% de todas as vendas de veículos leves nos Estados Unidos, o principal mercado automotivo mundial, já em 2017. No Brasil, 8 dos 15 carros mais vendidos em 2021 ofereciam ao menos um modelo com motorização turbo (AUTOMOTIVE BUSSINESS, 2021).

Assim como outras máquinas, os turbocompressores requerem alguns conhecimentos específicos para o entendimento de seu funcionamento. Conforme visto anteriormente, o correto dimensionamento do turbocompressor é vital para um conjunto harmonioso e com bom desempenho, independente dos números e dos objetivos da aplicação desejada. .

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Um motor a combustão interna é uma máquina térmica onde a combustão ocorre dentro de uma câmara, sendo esta parte integrante do conjunto. Nestas máquinas a expansão dos gases a altas temperaturas e pressões dentro da câmara aplicam diretamente força sobre algum componente cinemático, podendo ser estes pistões, pás ou rotores dependendo da configuração do motor.

Para aplicações automotivas a avassaladora maioria dos propulsores são motores a pistão, portanto para o escopo desse trabalho serão desconsiderados motores rotativos, que apresentam algumas peculiaridades em seu funcionamento. Nestes motores o pistão gira uma árvore de manivela que converte o movimento linear em movimento rotativo. Nos veículos automotores o virabrequim, como é conhecido, está conectado a uma caixa de engrenagens, que juntamente com o conjunto de transmissão, transfere o torque para as rodas.

### 2.1 Ciclo Otto

Historicamente o belga Étienne Lenoir é creditado por ter desenvolvido o primeiro motor a combustão interna para uma aplicação automotiva em meados de 1860. Seu motor utilizava óleo vegetal e pela primeira vez a energia cinética estava sendo gerada por combustões dentro do motor, ao contrário das máquinas a vapor, comumente utilizadas nesse período, que queimavam o combustível fora do motor e transferiam o calor para o pistão. Porém sua invenção nunca avançou do estágio de desenvolvimento pois seu motor dois tempos ainda era pesado demais e extremamente ineficiente. (TÜV NORD, 2019).

Alguns anos depois, o autodidata alemão Nicolaus August Otto reconheceu o potencial da máquina desenvolvida por Lenoir e decidiu construir uma réplica para aprofundar seus estudos. Otto logo percebeu que o motor proporcionava melhores resultados se abastecido com álcool etílico gasoso e posteriormente começou a fazer experimentos com a ideia de comprimir a mistura ar-combustível o máximo possível para melhorar a eficiência (TÜV NORD, 2019).

Otto chegou à conclusão que, para tal, seria mais interessante que o pistão realizasse a compressão da mistura em um deslocamento ascendente completo, realizando o movimento de subida e descida duas vezes para cada combustão.

Na prática, controlar o momento correto da combustão ainda estava causando dores de cabeça para o pesquisador, resultado em diversos motores sendo destruídos nos experimentos. Foi apenas alguns anos depois, em 1876, que Otto conseguiu produzir o primeiro motor 4 tempos funcional em sua fábrica. Otto estabeleceu então o princípio de funcionamento de praticamente todos os motores a gasolina e etanol produzidos até hoje, conhecido como Ciclo Otto 4 tempos.

- No primeiro tempo o pistão move para baixo e uma mistura de ar e combustível é admitida para dentro do cilindro;
- No segundo tempo, o pistão move para cima comprimindo a mistura;
- Uma centelha é realizada próximo ao ponto morto superior, aumentando a pressão dentro da câmara que empurra o pistão rapidamente para baixo, sendo este o tempo de potência;
- No quarto passo o pistão move para cima novamente e expulsa os gases residuais do cilindro.

### 2.1.1 Detonação e Pré-ignição

Detonação e pré-ignição são dois fenômenos ligados à queima anômala do combustível, sendo característicos e extremamente relevantes para o estudo dos motores a combustão interna de Ciclo Otto, principalmente aqueles que se utilizam de indução forçada.

A detonação ocorre após a ignição, que promove um aumento abrupto da pressão e, com isso, volumes da mistura explodem antes da frente de chama chegar, podendo levar a trincas, quebras e fissuras, especialmente na porção lateral dos pistões e nos anéis. Esse fenômeno é caracterizado principalmente por um ruído metálico facilmente ouvido e, por esse motivo é conhecida popularmente como "batida de pino" ou "grilar". A detonação pode ser corrigida com enriquecimento da mistura, atraso da ignição e retirada de carga do motor (SILVA, 2021).

A pré-ignição por sua vez é uma explosão que, como o nome sugere, ocorre antes mesmo do disparo da centelha devido a um ponto de calor, como um eletrodo de vela muito aquecido, carbonização, fuligem que desprende das válvulas, resíduo de óleo, ou aresta do cabeçote com escoamento térmico deficiente (HALL, 2002).

Ambos os fenômenos causam perda de rendimento por fazer uma força contrária ao movimento do pistão antes dele atingir o ponto morto superior e podem levar a falhas catastróficas do motor.

## 2.2 Ciclo Diesel

O ciclo Diesel foi idealizado pelo seu inventor, o engenheiro alemão Rudolf Christian Karl Diesel, no final do século XIX também com o objetivo de substituir as máquinas a vapor, ainda a principal fonte motriz industrial da época. Diesel era um estudante de engenharia aprendendo sobre termodinâmica e ficou intrigado em desenvolver uma máquina térmica que conseguisse entregar uma eficiência muito maior do que os equipamentos contemporâneos (UTI, 2020).

Após anos trabalhando em cima de suas ideias, Diesel registrou várias patentes na década de 1890 em diversos países, até conseguir construir seu primeiro motor totalmente funcional em 1896.

Apesar de também operarem em 4 tempos na sua maioria, no motor Diesel apenas ar atmosférico é injetado para a câmara de combustão durante o tempo de admissão. No tempo de compressão o ar presente na câmara atinge altíssimas pressões e temperaturas de maneira que, pouco antes do pistão atingir o ponto morto superior, o combustível é injetado na câmara e queima espontaneamente. Para tal, estes motores operam com taxas de compressão significativamente maiores do que motores do ciclo Otto.

No motor Diesel a potência é controlada alterando a quantidade de combustível que é injetada na câmara de combustão e consequentemente a razão ar-combustível ( $\lambda$ ), ao invés de controlar a quantidade de ar sendo admitida como é feito nos motores a gasolina. Os motores Diesel trabalham com valores de lambda extremamente altos, especialmente em situações de baixa e média carga (REIF, 2014).

Devido as altas razões de compressão e mistura ar-combustível que estes motores conseguem operar, o ciclo Diesel apresenta a maior eficiência térmica entre todos os motores de combustão interna e externa aplicáveis a engenharia da mobilidade. Motores diesel de baixas rotações, utilizados em grandes embarcações e aplicações estacionárias onde a massa do conjunto não se faz tão importante, podem atingir eficiências até a casa dos 50% (REIF, 2014).

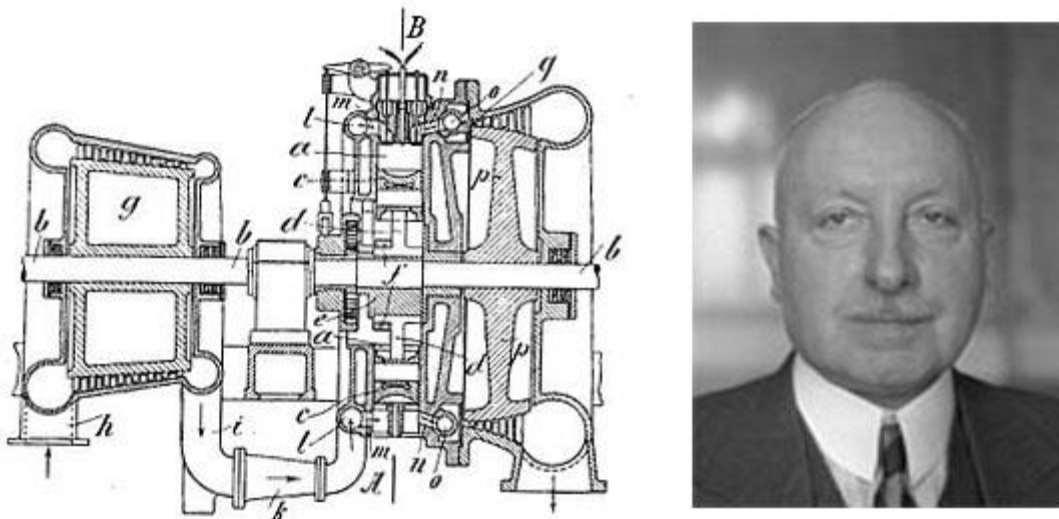
Por naturalmente trabalharem com misturas ar-combustível maiores, motores Diesel também são extremamente propícios para trabalharem com indução forçada, seja por meio de compressores acionados pelo virabrequim ou turbocompressores. Além disso, devido a seu princípio de funcionamento motores a Diesel não estão sujeitos ao fenômeno de detonação visto anteriormente, como os motores de ciclo Otto, portanto a única limitação natural de potência e torque são os próprios componentes do motor (BOOST SCHOOL, 2021).

### 2.3 Turbocompressores

O nascimento dos turbocompressores data de 1905 quando o engenheiro suíço Alfred Büchi patenteou um motor utilizando uma turbina de fluxo axial acionada pelos gases de escape e conectada a um compressor por um eixo, denominada pelo cientista como *exhaust driven pre-compression*, ilustrado na Figura 1. O objetivo de Büchi era compensar a perda de potência dos aviões devido à queda de pressão atmosférica e consequente densidade do ar em altitudes elevadas (MILLER, 2008).

O primeiro protótipo construído foi finalizado em 1915, porém o conjunto apresentou diversos problemas de confiabilidade e não era eficiente o bastante para gerar um nível de pressão considerável, portanto o conceito inicial de Büchi não chegou a ser colocado em produção.

Figura 1 – Conceito original patenteado por Alfred Büchi



Fonte: Turbo Smart (2011)



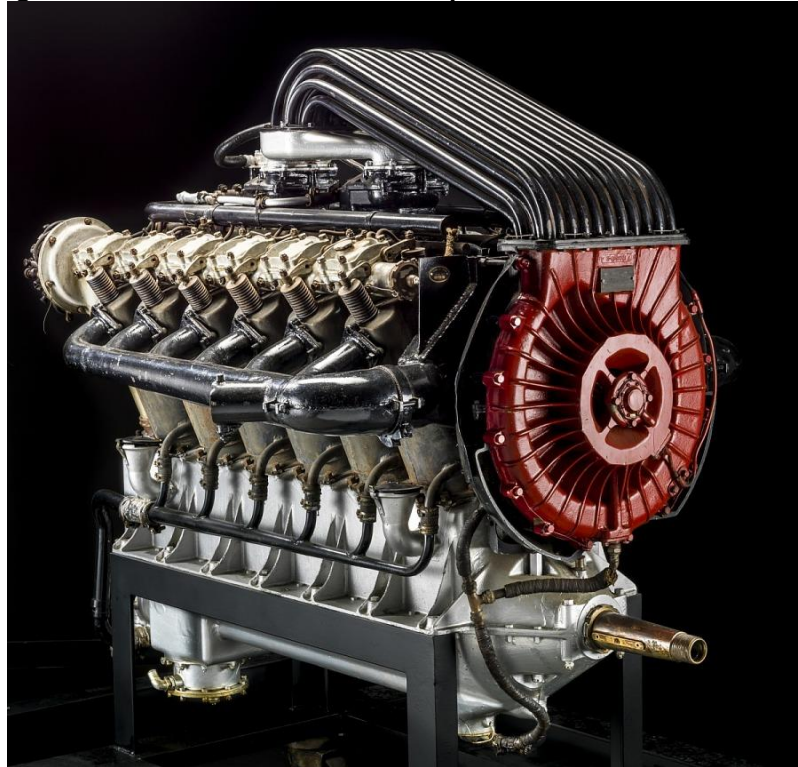
Contudo em 1920 um avião chamado *Packard Le-Pere Lusac 11* (Figura 2) provou que o conceito elaborado por Alfred Büchi era extremamente promissor. Utilizando um motor V-12 da fabricante de automóveis Liberty e um gigante turbocompressor produzido pela General Electric (Figura 3), o Lusac 11 se tornou a primeira aeronave a ultrapassar os 30.000 pés de altitude (10.000 metros). Curiosamente o piloto da aeronave temporariamente perdeu a consciência durante o voo quando trocou a sua máscara de oxigênio (uma prática comum entre os aviadores da época) devido à elevada altitude, mas conseguiu pousar a aeronave em segurança (BOOST SCHOOL, 2021).

**Figura 2 – Aeronave Packard Le-Pere Lusac 11**



**Fonte: Boost School (2021)**

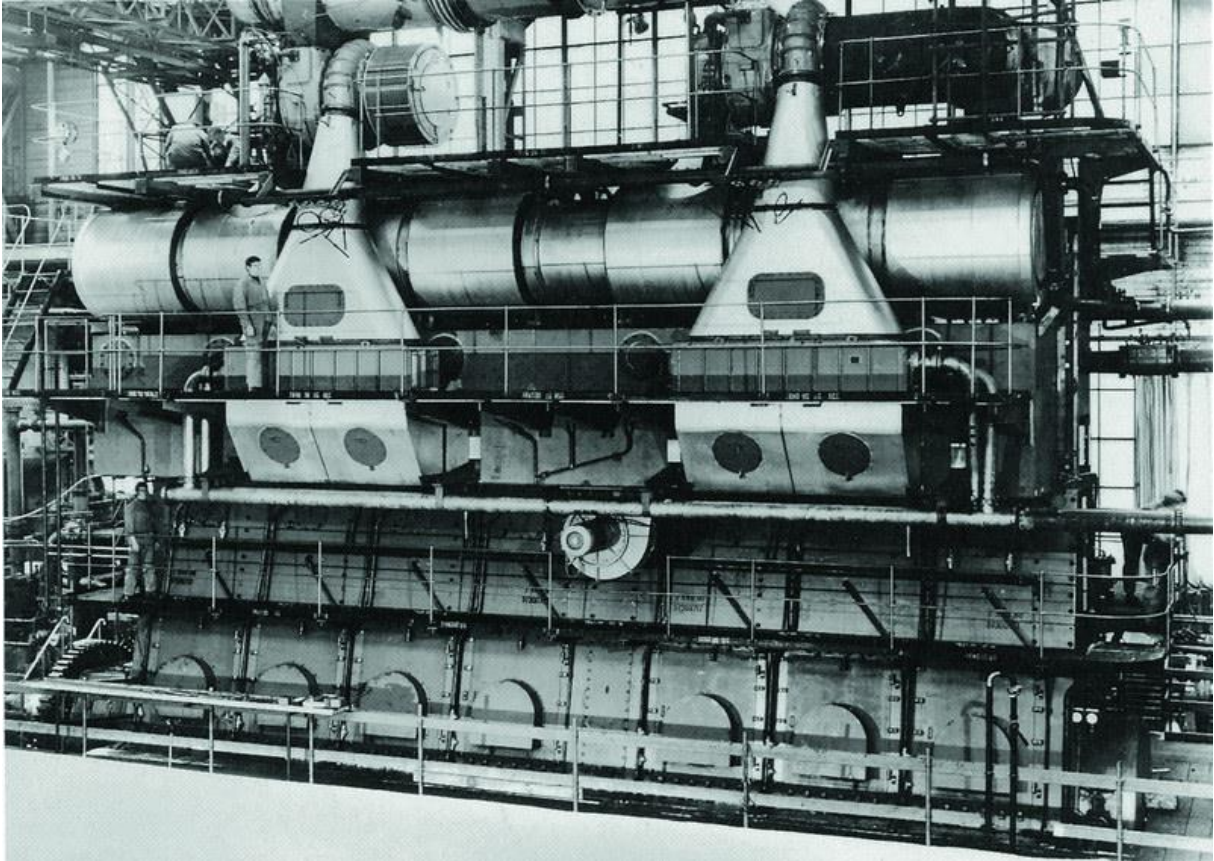
**Figura 3 - Motor V-12 com turbocompressor utilizado no Lusac 11**



**Fonte: Smithsonian National Air and Space Museum (2009)**

A primeira aplicação comercial de um turbocompressor ocorreu em 1925, quando o próprio Alfred Büchi instalou turbocompressores em gigantes motores diesel marítimos de 10 cilindros, alavancando a potência dos propulsores de 1.750 para 2.500 hp. Estes motores foram equipados em dois grandes navios de passageiros do governo Alemão, nominados de *Preussen* e *Hansestadt Danzig* (ABB – BADEN, 2009). A Figura 4 registra um destes motores em serviço.

**Figura 4 – Primeira aplicação comercial de Turbocompressores**



**Fonte: ABB - Baden (2009)**

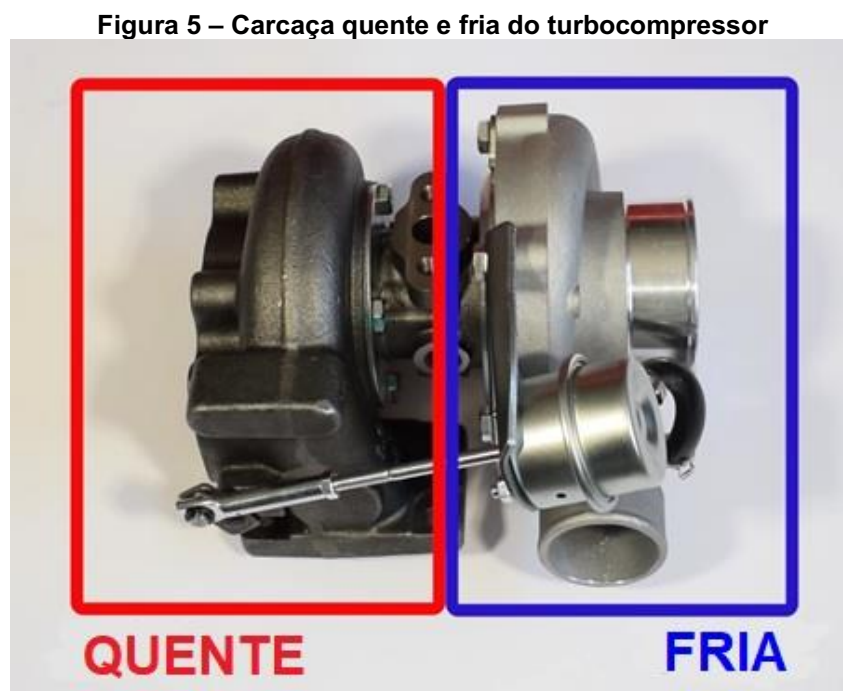
Durante a segunda guerra mundial, turbocompressores foram utilizados em diversas aeronaves militares como o Boeing B-17 *Flying Fortress*, o B-24 *Liberator*, o P-38 *Lightning* e o P47 *Thunderbolt*. Além disso, os turbocompressores passam a ser aplicados cada vez mais em trens, navios, veículos de carga e motores estacionários comerciais (BOOST SCHOOL, 2021).

### 2.3.1 Princípio de Funcionamento

Em motores naturalmente aspirados (como são denominados aqueles que não utilizam nenhum tipo de indução forçada), os gases de admissão são “sugados” ou admitidos para o motor pela pressão atmosférica, ocupando o vazio volumétrico causado pelo movimento descendente do pistão o qual cria uma região de baixa pressão, de maneira análoga ao funcionamento de uma seringa. Além disso os gases de escape, que ainda possuem uma grande quantidade de energia térmica e cinética, são rejeitados diretamente para a atmosfera (MUQEEM et al., 2015).

Nos motores turbo, como são popularmente denominados, estes gases são direcionados para a carcaça quente do turbocompressor onde parte de sua energia é convertida por meio das pás da turbina em trabalho de eixo. Este eixo está conectado com a roda compressora, alojada na carcaça fria do turbocompressor, que possui um formato específico para admitir e comprimir o ar que será direcionado ao motor (VELTMAN, 2010).

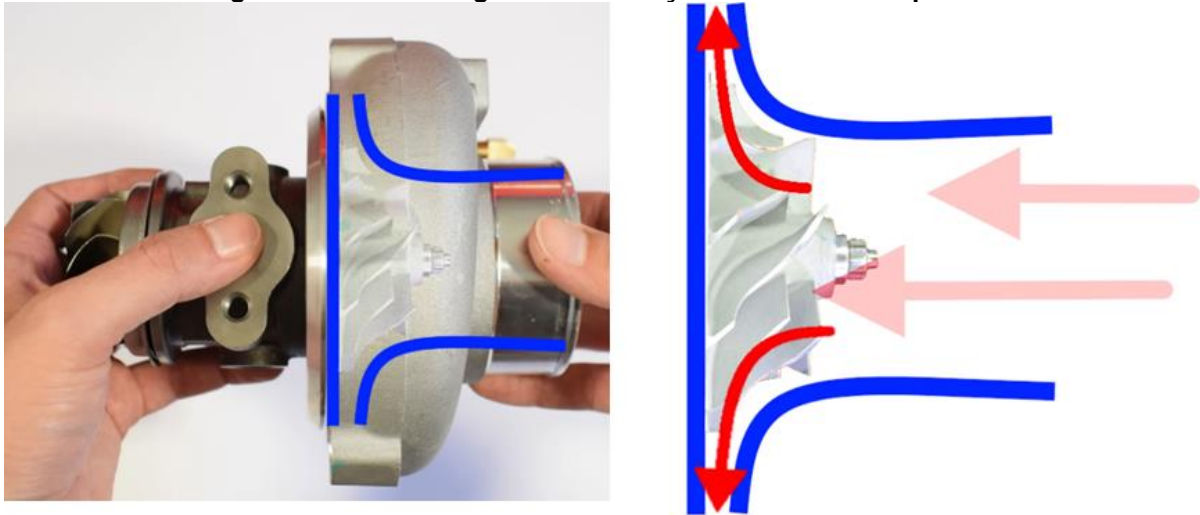
A Figura 5 demonstra as seções fria e quente do turbocompressor, facilmente diferenciadas pelo material de fabricação em cada uma.



Fonte: Boost School, adaptado (2021)

De maneira simplificada, a parte fria do turbocompressor – de fato um compressor de fluxo centrífugo - opera como um difusor, trazendo o ar de alta velocidade e baixa pressão que chega na roda compressora para um fluxo de alta pressão e menor velocidade, conforme ilustra a Figura 6. O ar, ao ser forçado pela roda compressora a se deslocar para uma região de menor volume, tem sua pressão aumentada segundo a lei dos gases.

Figura 6 – Fluxo dos gases na carcaça fria do turbocompressor



Fonte: Boost School (2021)

Esse fluxo atravessa a voluta da carcaça fria e é então direcionado para o coletor de admissão. O aumento da pressão dos gases de admissão resulta em uma maior quantidade mássica de oxigênio sendo admitido pelo motor a cada ciclo, o que permite que mais combustível seja queimado e conseqüentemente mais potência produzida (BOOST SCHOOL, 2021).

Além disso, pela Lei dos Gases ideais podemos observar que a redução no volume também provoca um aumento na temperatura do fluido. Ao ser comprimido as moléculas dos gases passam a gerar mais atrito e conseqüentemente calor. Por conta desse fato, turbocompressores tem por característica provocar um significativo aumento da temperatura dos gases de admissão (*Intake air temperature – IAT*) quando operando em regimes de média ou alta carga.

Essa ocorrência é indesejável especialmente em motores do ciclo Otto, pois uma maior temperatura dos gases de admissão favorece a ocorrência do fenômeno de detonação, visto anteriormente. É por esse motivo que a grande maioria dos carros *turbo* são equipados também com um trocador de calor, na sua maioria das vezes do tipo ar-ar, entre a saída da caixa fria da turbina e o coletor de admissão, denominados *intercooler* (BOOST SCHOOL, 2021).

A quantidade de ar admitida a cada ciclo do motor, comparada com sua capacidade teórica a pressão atmosférica, é denominada de eficiência volumétrica. O objetivo de um turbocompressor, em resumo, é melhorar a eficiência volumétrica do motor.

### 2.3.2 Turbo Lag

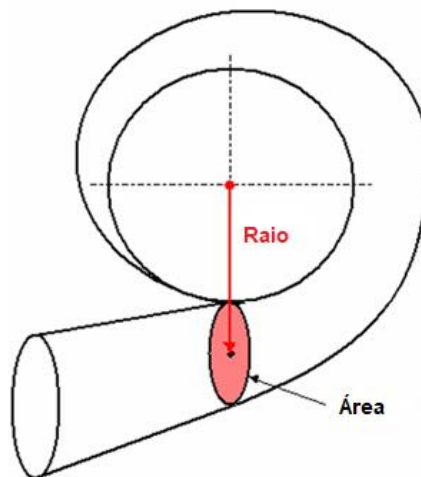
Turbo *lag* é o termo utilizado para se referir ao intervalo de tempo que motores turbos por característica levam para responder a solicitações no acelerador. Esse fenômeno se deve ao fato de o turbocompressor necessitar de um intervalo de tempo para atingir uma rotação a partir da qual o compressor entra em sua ilha de eficiência e consegue pressurizar o ar de admissão.

Na prática esse fenômeno é impossível de ser eliminado, porém o correto dimensionamento do conjunto pode reduzi-lo a níveis perfeitamente aceitáveis. Muqeem et al. (2015) cita que os principais fatores contribuintes para o turbo lag são a inércia rotativa do conjunto, a estanqueidade e o isolamento térmico da turbina, enquanto Rakopoulos et al. (2009) reporta que o turbo lag é a característica mais notável no comportamento transiente de um motor Diesel, citação que pode perfeitamente ser estendida para motores do ciclo Otto.

### 2.3.3 Parâmetros Principais

Um dos principais fatores utilizados para caracterizar os turbocompressores comercialmente é a razão entre a área de seção da voluta pela distância radial do centroide dessa área ao centro do rotor, denominada A/R. No geral, quanto maior o A/R da turbina, maior a área de seção da voluta, reduzindo a contrapressão em situações de alto fluxo e aumentando a potência de pico, entretanto, a resposta será mais lenta em regimes de baixa rotação e carga, demorando para atingir a faixa de eficiência, por conta da baixa velocidade dos gases. (GARRETT, 2019). A Figura 7 ilustra essa relação.

Figura 7 – Relação A/R



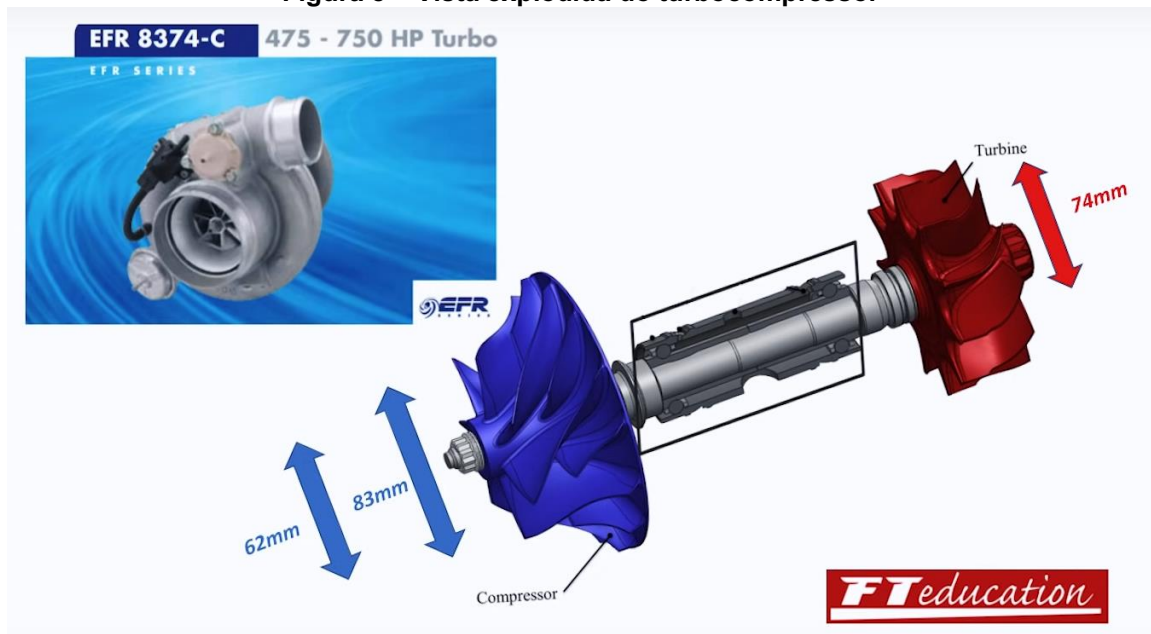
Fonte: [mechanics.stackexchange.com](https://mechanics.stackexchange.com), adaptado (2016)

No entanto o  $A/R$  não é uma medida, mas sim uma relação, logo não deve ser observado isoladamente, sendo insuficiente para caracterizar o conjunto uma vez que não dita as dimensões dos rotores, que são os principais componentes de um turbocompressor. Na prática, a resposta depende do balanço do conjunto, que envolve o diâmetro de entrada e saída (*inducer* e *exducer*) dos rotores, geometria e quantidade de pás, tamanho da voluta da carcaça quente e fria. (ALTA RPM, 2018).

Logo, os principais parâmetros a serem observados no processo de dimensionamento de um turbocompressor consistem na definição das dimensões do conjunto rotativo: o diâmetro de indução (*inducer*) e descarga (*exducer*) da roda compressora e da turbina, ilustrados pela Figura 8.

Em suma, quanto maiores estas medidas, maior a capacidade de fluxo mássico do conjunto, porém sua massa rotativa mais elevada prejudicará o *spool* do turbo. Turbocompressores menores apresentam uma resposta mais rápida, porém suas capacidades de fluxo, e conseqüentemente potência, são mais limitadas. (SILVA, 2021).

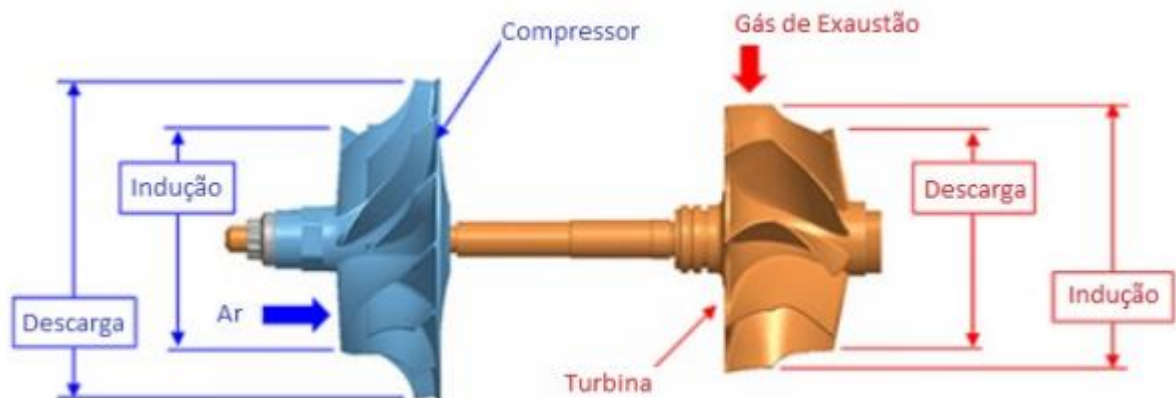
Figura 8 – Vista explodida do turbocompressor



Fonte: Fueltech FT Education (2021)

Outro parâmetro diretamente vinculado a essas dimensões é o *trim*, que mostra a relação entre o diâmetro de admissão e descarga dos rotores, mostrados na Figura 9, sendo calculado pela relação apresentada na Equação 1. Quanto maior o *trim*, mantendo as demais características inalteradas, maior a capacidade de fluxo.

Figura 9 – Fluxo dos gases na carcaça fria do turbocompressor



Fonte: Aula do prof. Eduardo Loureiro, DSc, POLI/UPE, adaptado, apud. Costantin (2017)

$$Trim = \frac{D_i^2}{D_o^2} * 100 \quad (1)$$



## 2.4 Consumo Específico de Combustível (BSFC)

O consumo específico de combustível (*Brake Specific Fuel Consumption* – BSFC) indica a razão entre a quantidade de combustível consumida ( $\dot{m}_f$ ) e o trabalho útil gerado pelo motor ( $P_e$ ), podendo ser utilizado como um parâmetro de eficiência e calculado pela Equação 2. O termo *Brake*, no início da sigla em inglês, faz referência ao dinamômetro tipo freio de Prony, método histórico utilizado para medição do torque produzido e potência útil.

$$BSFC = \frac{\dot{m}_f}{P_e} \quad (2)$$

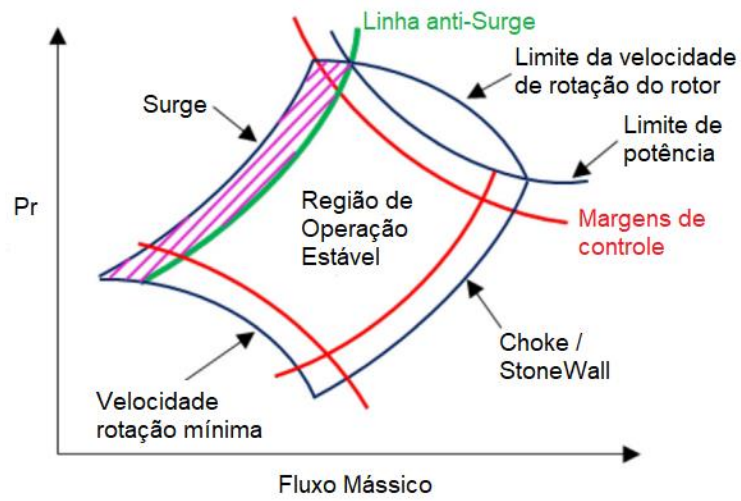
O consumo específico varia conforme o combustível utilizado, características do motor, rotação, ponto de ignição e abertura da borboleta conforme a exigência do acelerador. O valor costuma ser mínimo com a borboleta totalmente aberta no ponto de torque máximo do motor. (MCFARLAND, 2011).

## 2.5 Fenômenos *Surge* e *Choke*

Existem dois fenômenos de natureza aerodinâmica que são completamente indesejáveis na operação do compressor: *surge* (sobrecarga) e *choke*, também chamado de *stonewall* (estrangulamento), ambos prejudiciais e capazes de provocar danos severos ao equipamento.

O *surge* ocorre ao atingir uma razão de pressão elevada para dada vazão mássica reduzida, devido a uma restrição elevada na saída do compressor, provocando o descolamento do escoamento devido ao gradiente de pressão adverso (estol). Já o *choke* acontece em uma situação oposta, quando o escoamento entre as palhetas atinge a velocidade do som (Mach 1) devido ao fluxo máximo elevado e razão de pressão reduzida, de forma que o compressor é incapaz de impelir maior quantidade de fluido, estrangulando o sistema e gerando vibrações de alta frequência. (BARBOSA, R., 2010).

A Figura 10 apresenta um gráfico com a representação das linhas na qual ocorrem esses fenômenos.

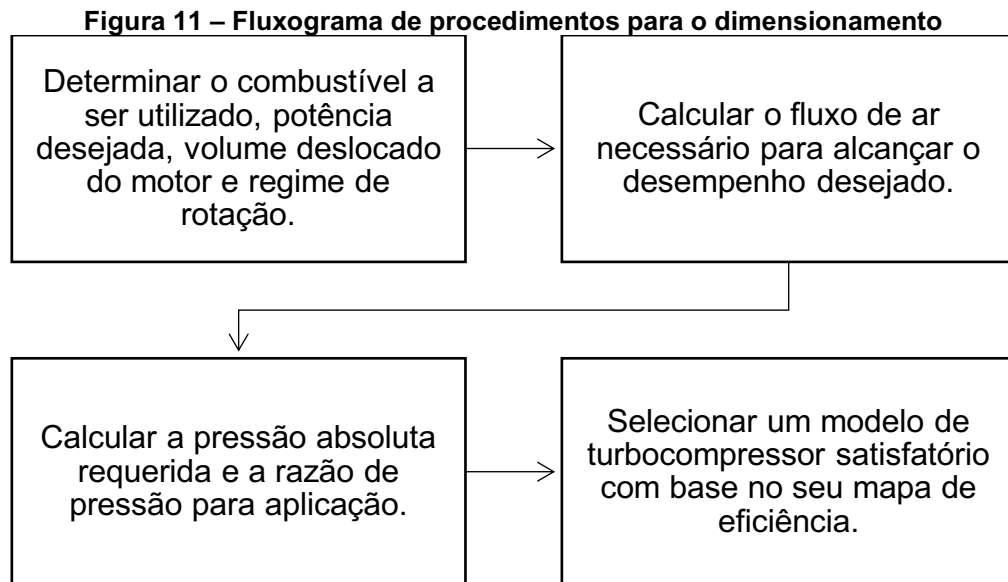
**Figura 10 – Linhas de Surge e Choke**

Fonte: ChERD<sup>1</sup>, 2020

<sup>1</sup> Disponível em:  
[https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0263876220305104?ref=pdf\\_download&fr=RR-2&rr=7cb6f2e09fde1aba](https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0263876220305104?ref=pdf_download&fr=RR-2&rr=7cb6f2e09fde1aba). Acesso em: 22 maio 2023.

### 3 METODOLOGIA

A sequência de procedimentos utilizada durante o dimensionamento e a seleção de um turbocompressor para o caso proposto no trabalho é apresentada no fluxograma da Figura 11.



Fonte: Autoria própria

Logo, a seleção do modelo mais adequado baseia-se na análise do gráfico de eficiência do conjunto, disponibilizada pelo fabricante. A Figura 12 exemplifica trazendo o mapa de eficiência do turbocompressor BorgWarner EFR 8374. O eixo das abscissas representa o fluxo mássico do compressor, enquanto o eixo das ordenadas dispõe a razão de pressão ( $P_r$ ) a qual o fluxo está sujeito, calculado pela Equação 3 com base na pressão atmosférica na entrada do compressor ( $P_{atm}$ ) e pressão no coletor de admissão ( $P_{adm}$ ).

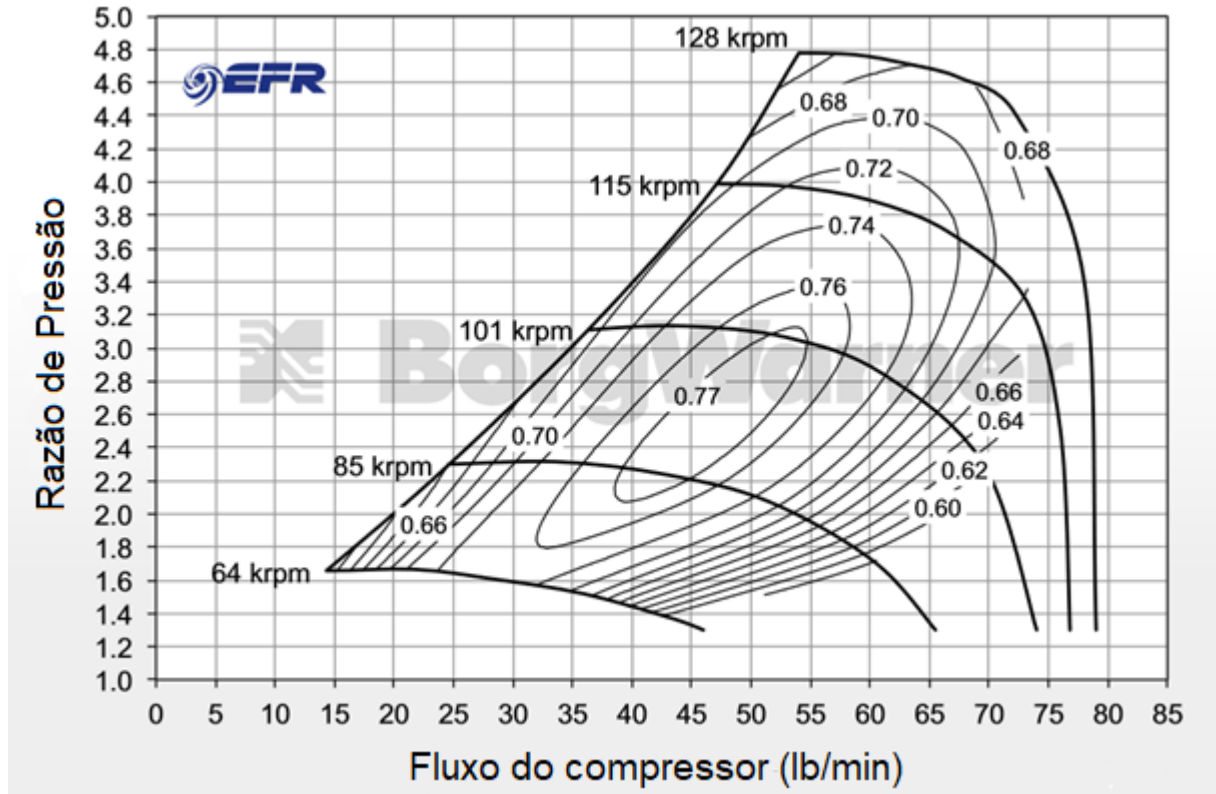
$$P_r = \frac{P_{adm}}{P_{atm}} \quad (3)$$

As curvas em negrito representam a velocidade angular do turbocompressor em uma determinada condição. É vital não ultrapassar a última curva do gráfico, neste exemplo 128.000 rpm, pois a partir desta região atinge-se a velocidade crítica do eixo, podendo levar o conjunto a falha.

Para o correto dimensionamento do turbocompressor é necessário fazer com que os principais pontos de operação do motor entrem no envelope de maior eficiência

possível. Esta eficiência indica quanto da energia absorvida pela turbina está sendo convertida em fluxo mássico. O percentual restante é convertido em calor para o fluido.

Figura 12 – Mapa de eficiência do turbocompressor BorgWarner EFR 8374



Fonte: BorgWarner (2022)

O ponto de partida é a determinação da potência desejada para o projeto, como dado de entrada. A partir de então, estima-se a vazão mássica necessária ( $W_a$ ) para o objetivo de potência na região que se deseja analisar e por fim, a razão de pressão para atingir tais números.

É comum neste momento o uso de simplificações para tal conversão, como 10 lb/min para cada 100 hp ou 0,08 kg/s para os mesmos 100 hp. Apesar de funcional, para um estudo mais detalhado é interessante uma estimativa com maior precisão, a partir da razão ar-combustível que se opera o motor. Pode-se inclusive realizar a validação deste parâmetro utilizando um sensor de fluxo mássico, conhecido como MAF (*Mass Air Flow*).

É interessante também não limitar a análise apenas ao pico de potência do motor, visto que regiões de baixa e média carga são vitais para uma boa dirigibilidade e entrega de potência ao veículo.

Utilizando a Equação 4 é possível calcular a vazão de ar necessária ( $W_a$ ), em libras por minuto, para atingir a potência desejada, que depende da potência (HP), da razão ar/combustível (A/F) e do consumo específico de combustível (BSFC), em lb/(hp.h).

$$W_a = HP * A/F * \frac{BSFC}{60} \quad (4)$$

Alguns fabricantes de turbocompressores utilizam a vazão mássica no padrão internacional (kg/s). Para tal faz-se o uso de um simples fator de correção:

$$W_a = W_a * \frac{1}{132,3} \quad (5)$$

Determinada a vazão, é necessário calcular a pressão absoluta requerida ( $MAP_{req}$ ) por meio da Equação 6. Para isso é considerada a constante universal dos gases (R), a temperatura do coletor de admissão ( $T_m$ ), a eficiência volumétrica (VE), a rotação do motor (N), e o seu volume deslocado ( $V_d$ ).

$$MAP_{req} = \frac{W_a * R * (460 + T_m)}{VE * \frac{N}{2} * V_d} \quad (6)$$

Em seguida, determina-se a influência da restrição de fluxo oferecida pelo coletor de admissão e cabeçote. Essa restrição pode ser medida experimentalmente em bancada de fluxo. Os valores comumente variam entre 1 psi e 4 psi, equivalente a 0,069 bar e 0,276 bar. Logo, a pressão na saída do compressor pode ser determinada pela Equação 7.

$$P_{2c} = MAP_{req} + \Delta P_{loss} \quad (7)$$

Teoricamente a pressão na entrada do compressor seria a própria pressão atmosférica, porém, deve-se considerar as perdas referentes ao filtro de ar e outras restrições. Usualmente, o valor dessas perdas é próximo a 1 psi (0,069 bar). Portanto, a pressão na entrada do compressor será dada pela Equação 8.

$$P_{1c} = P_{atm} - \Delta P_{loss} \quad (8)$$

Substituindo os valores na Equação 3, a razão de pressão poderá ser determinada pela Equação 9.

$$P_r = \frac{P_{2c}}{P_{1c}} \quad (9)$$

A partir dos valores calculados de vazão mássica e razão de pressão, analisa-se então onde estão alocados os pontos de interesse no mapa de eficiência dos turbo-compressores candidatos, verificando qual se adequa melhor à aplicação.

## 4 ESTUDO DE CASO

Para este estudo de caso será considerado um motor com deslocamento de 1.800 cm<sup>3</sup> e potência aspirada de 90 cv a 5.600 rpm, com o objetivo de alavancar este valor para 200 cv a 5.000 rpm. O motor em questão é um Volkswagen família AP (EA-827) com cabeçote original 8 válvulas.

O combustível a ser utilizado será o etanol, em especial, por oferecer características antidetonantes superiores à gasolina, apresentando menor risco de detonação ou pré-ignição para compensar o aumento de pressão esperado na câmara de admissão e ser facilmente encontrado em postos de combustíveis no Brasil a um valor acessível.

Além das questões citadas anteriormente, pode-se inferir que o etanol emite menos gases poluentes que a gasolina, é de origem renovável, revela menor índice de carbonização, mantendo os bicos injetores, velas de ignição, sede e válvulas limpos por mais tempo e se mostra vantajoso para situações de carga plena pois uma pequena parcela de água presente no combustível ajuda a resfriar a câmara de combustão, coletor e catalisador (POLICARPO, 2016).

No entanto, possui algumas desvantagens como a necessidade de bicos injetores e bomba de combustível de maior vazão para compensar o menor poder calorífico do combustível, dificuldade de partida a frio por conta do maior calor latente de vaporização. Além disso, trabalha com mais excesso de combustível para esquentar o motor e há contaminação do óleo lubrificante durante esse período, sendo desfavorável para uso em trechos curtos e, em caso de períodos longos sem uso (superior a uma semana) pode acelerar o desgaste da bomba de combustível.

Para o presente trabalho foi utilizado os modelos da fabricante Masterpower, empresa brasileira com 47 anos de experiência no mercado de turbocompressores para as mais variadas aplicações. Esta apresenta o grande diferencial de fornecer os dados completos, incluindo os gráficos de eficiência, de todo seu portfólio. A qualidade das informações e produtos são comparáveis a fabricantes internacionais como Garrett, Borg Warner, Precision, Holset etc.

#### 4.1 Cálculo do Fluxo Necessário para Atingir a Potência Desejada

A razão ar-combustível estequiométrica para o etanol puro é de 9:1, enquanto para a gasolina é de 14,7:1, em massa. Entretanto, o Etanol adquirido nos postos possui cerca de 5% de água na sua composição devido ao custo exponencial para redução desse teor, logo a estequiometria cai para cerca de 8,4 partes de ar para uma de combustível (POLICARPO, 2016).

Ainda segundo Policarpo (2016), o ponto ótimo para a geração de torque se dá para valores de Lambda próximos de 0,86 a 0,88. Esses valores, entretanto, variam conforme a homogeneidade da mistura, sendo mais próximo do valor unitário para veículos mais modernos com maior qualidade da mistura. Além disso, ele relata que misturas com Lambda menor do que 1 levam a maiores emissões de HC e CO, enquanto misturas pobres geram mais NOx.

O BSFC base para motores de indução forçada a etanol fica na faixa de 0,85 a 0,95 lb/(hp.h), sendo considerado o valor intermediário, igual a 0,9 lb/(hp.h). (AEROMOTIVE, 2014). Para o A/F foi considerado a multiplicação da razão estequiométrica de 8,4 pelo lambda de 0,86.

Da equação 4, tem-se:

$$W_a = 197,3 * 7,22 * \frac{0,9}{60}$$

$$W_a = 21,37 \text{ lb/min}$$

Ou, no sistema internacional:

$$W_a = 0,161 \text{ kg/s}$$

#### 4.2 Cálculo da Pressão Absoluta no Coletor de Admissão

Uma vez encontrado o fluxo mássico, é necessário calcular-se o valor de pressão absoluta do no coletor de admissão (MAP – *Manifold Absolute Pressure*) necessária para tal através da Equação 6. Os valores utilizados seguem as seguintes considerações:



- Constante dos gases para o ar igual a 639,6 lbf.in/(lb.°F) (correspondente a 287 J/(Kg.K), no S.I.).
- Temperatura do coletor de admissão igual a 150°F (aproximadamente 65 °C) em situação de plena carga.
- A eficiência volumétrica na fórmula depende do projeto. Motores modernos multiválvulas atingem uma eficiência de 95% a 99%, contra 80% a 95% de motores de 2 válvulas por cilindro (COSTANTIN, 2017). Por se tratar de um cabeçote 8v, será utilizado o valor de 0,88.

Tem-se, portanto:

$$MAP_{req} = \frac{21,37 * 639,6 * (460 + 150)}{0,88 * \frac{5.000}{2} * (1,8 * 61,02)}$$

$$MAP_{req} = 34,50 \text{ Psi ou } 2,38 \text{ bar}$$

### 4.3 Cálculo da Razão de Pressão

Por meio da Equação 7 é obtida a pressão na saída do compressor. Considerando uma perda de 2 Psi, tem-se:

$$P_{2c} = 36,5 \text{ Psi ou } 2,52 \text{ bar}$$

Utilizando a Equação 8 e considerando 1 Psi de perda de pressão em relação à pressão atmosférica ao nível do mar devido ao filtro de ar e altitude tem-se:

$$P_{1c} = 13,7 \text{ Psi ou } 0,944 \text{ bar}$$

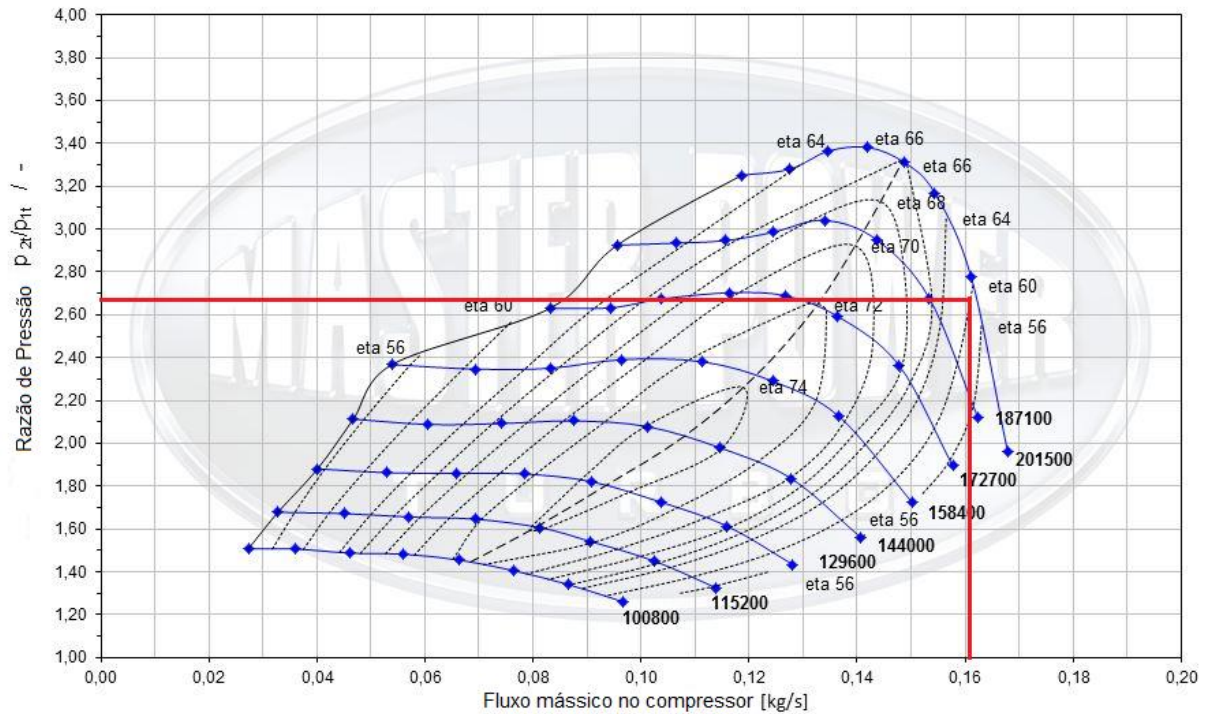
Assim, calcula-se a razão de pressão por meio da Equação 9, obtendo:

$$P_r = \frac{2,52}{0,944} = 2,67$$

#### 4.4 Análise do gráfico de eficiência - Masterpower R384

O primeiro turbocompressor a ser avaliado é o Masterpower R384, com diâmetro do indutor da roda compressora igual a 38,0 mm. Observa-se, na Figura 12, que o ponto de interesse se encontra em uma região limite da aplicação do modelo.

Figura 13 – Ponto de análise no mapa de eficiência do turbocompressor Masterpower R384



Fonte: Masterpower (2020), modificado

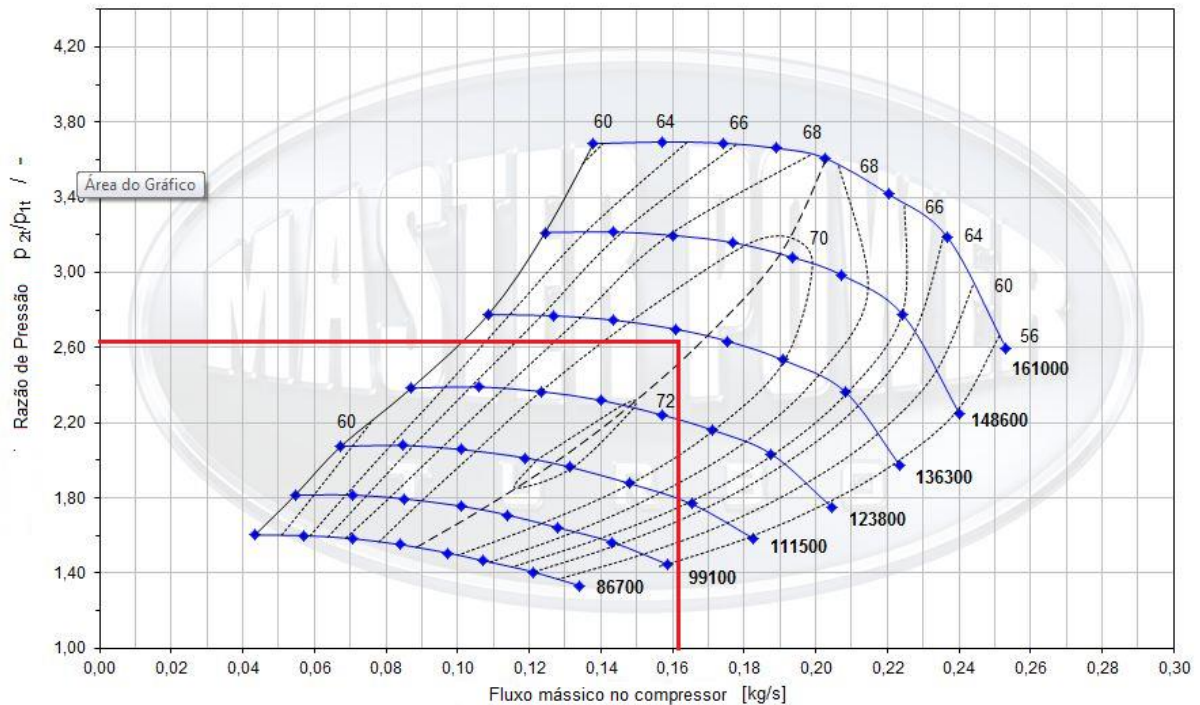
Essa constatação pode ser explicada, uma vez que, o conjunto foi dimensionado para motores 1.0 a 1.6 L com 120 a 180 cv de potência de pico, tornando-o subdimensionado para o caso estudado.

Operar o turbocompressor próximo as regiões limites de eficiência e a linha de rotação crítica comprometem drasticamente sua durabilidade, sendo interessante haver uma folga maior, mesmo na região de máxima potência. Além disso, caso seja desejável no futuro um incremento de potência, haveria altíssimos riscos de quebra em rotações e potências superiores à analisada.

#### 4.5 Análise do gráfico de eficiência - Masterpower R4449

O próximo Turbocompressor analisado foi o Masterpower R4449, o qual possui diâmetro de entrada de 44,05 mm na roda compressora e diâmetro de saída de 49,5 mm na turbina, cujo gráfico de eficiência é mostrado na Figura 14.

Figura 14 – Ponto de análise no mapa de eficiência do turbocompressor Masterpower R4449

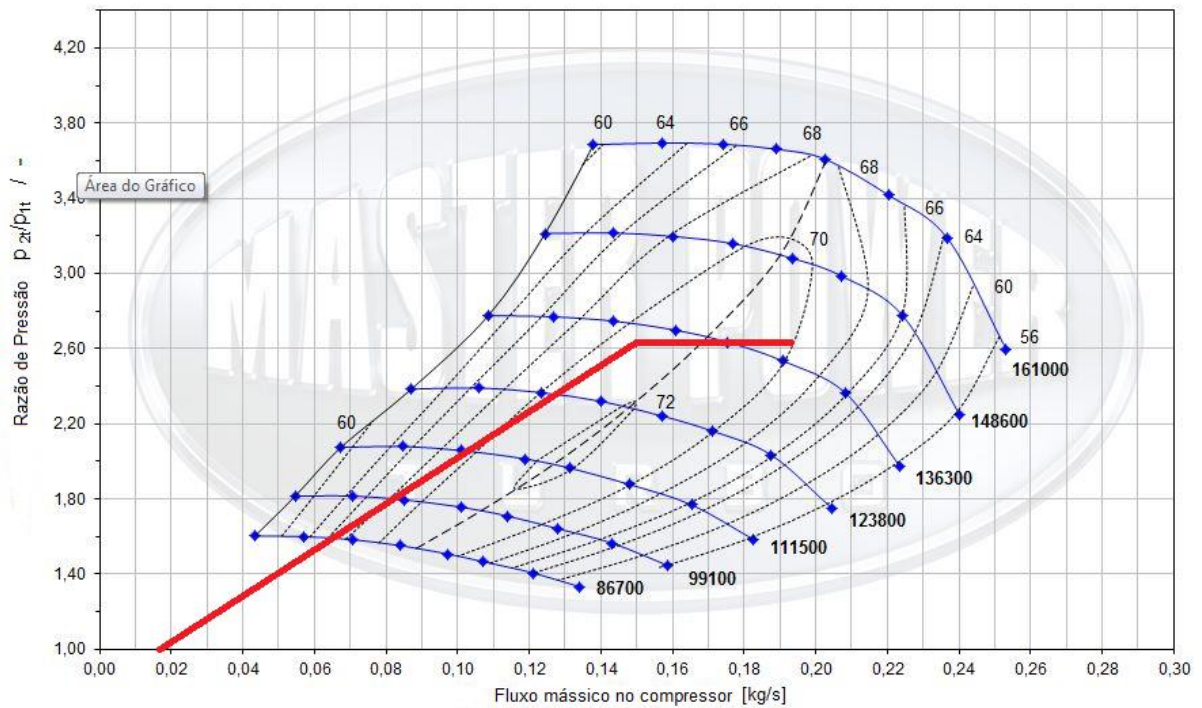


Fonte: Masterpower (2020), modificado

Nota-se que o ponto analisado se encontra em uma região pouco acima da máxima eficiência do conjunto, mas que ainda apresenta um excelente rendimento ( $\eta = 70\%$ ), situando-se próximo à linha central da faixa útil de operação. Isso garante uma boa durabilidade ao turbocompressor, operando apenas em regimes de operação apropriados. É possível observar também que existe margem para um incremento de potência, caso desejável futuramente.

Além disso, foram analisados outros pontos de operação para previsão do comportamento em regimes de rotação intermediários e na rotação máxima do motor, considerando corte em 6.000 rpm. Para isso foi considerada uma progressão linear da fase aspirada até o pico de pressão e torque, estimado em uma rotação ligeiramente menor do que os 5000 rpm, mantendo a pressão constante até o limite de rotação do motor, como ilustrado na Figura 15.

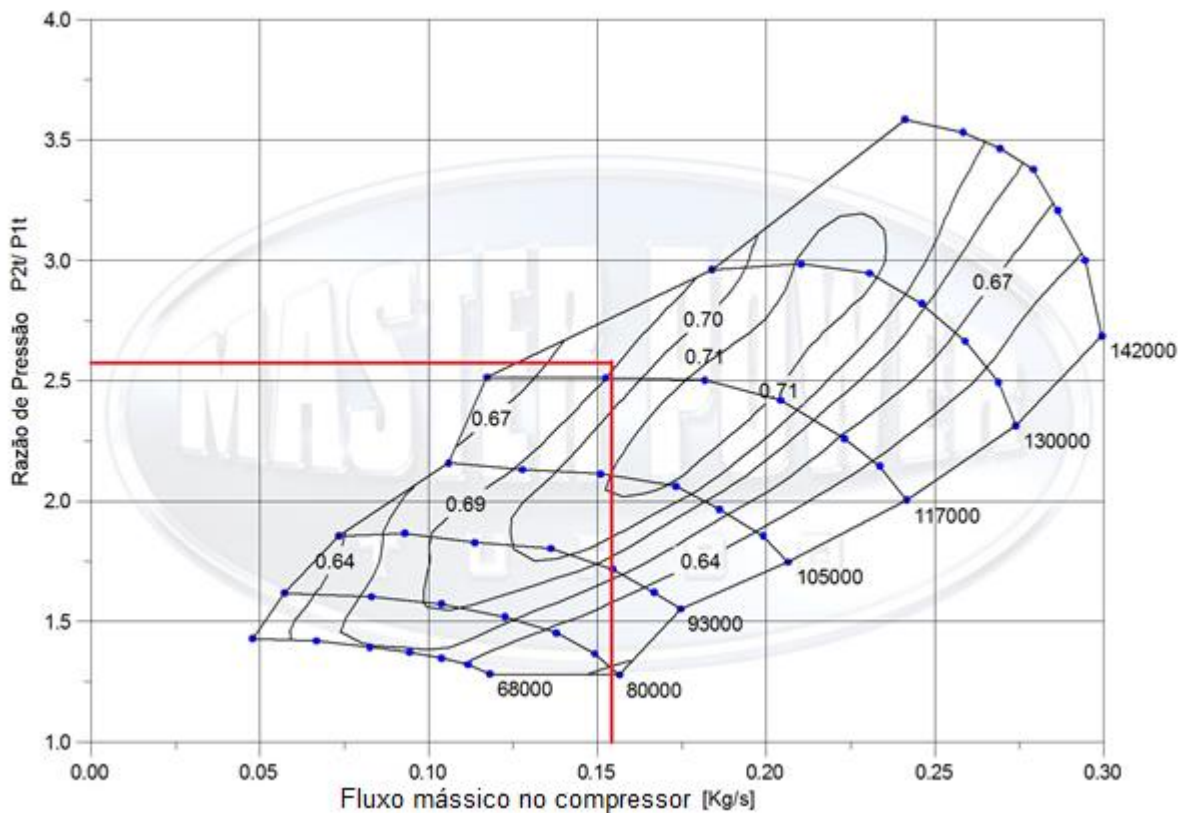
Figura 15 – Curva estimada no mapa de eficiência do turbocompressor Masterpower R4449



#### 4.6 Análise do gráfico de eficiência - Masterpower R494-3

A Figura 16 apresenta a análise para o gráfico de eficiência do turbocompressor Masterpower R494-3, que possui um maior diâmetro de indução da roda compressora, igual a 49 mm e rotor da turbina idêntico ao anterior. Com isso, esse turbo compressor é capaz de fornecer maior fluxo de ar e alimentar uma potência mais elevada. Entretanto, se torna mais suscetível a ocorrência de *surge*, caso utilize uma carcaça quente reduzida para acelerar resposta, ou, apresentará um *lag* maior, caso use um A/R maior na turbina, priorizando potência em rotações mais elevadas.

Figura 16 – Ponto de análise no mapa de eficiência do turbocompressor Masterpower R494-3



Fonte: Masterpower (2020), modificado

Observa-se que o ponto de atuação desejado está à esquerda da região de máxima eficiência do conjunto, próxima a linha de *surge*. Tal comportamento é característico de um turbocompressor muito grande para a condição de interesse.

Vale ressaltar que esse conjunto se encaixaria melhor em uma proposta voltada mais para uso em pista do que na rua, podendo utilizar a maior capacidade de fluxo do compressor para gerar mais potência em altas rotações. Nesse caso, seria interessante utilizar um comando de válvulas voltado a esse fim e um cabeçote menos restritivo, para possibilitar mais fluxo para uma dada razão de pressão.

Contudo, esse conjunto terá maior dificuldade de resposta em regimes de baixa e média carga, comprometendo a dirigibilidade na cidade e fugindo do propósito buscado no presente trabalho.

#### 4.7 Discussão dos Resultados

Observou-se através da análise dos gráficos de eficiência dois casos típicos de um turbocompressor não adequado para a aplicação desejada. No primeiro estudo o

modelo R384 é significativamente pequeno, portanto, o turbocompressor nesse caso irá operar muito próximo de sua zona de *Choke* e da rotação crítica do eixo (neste modelo 201.500 rpm). Este turbocompressor facilmente atinge rotações mais elevadas devido a sua menor inércia.

Esse cenário é comum em carros originais com reprogramação eletrônica, onde os preparadores removem ou alteram na ECU (*Engine Control Unit*) proteções que impedem o veículo de atingir determinadas pressões de admissão, visando aumentar a potência do conjunto. Estas modificações, porém, fazem com que o turbo opere demasiadamente próximo do seu limite crítico de rotação em regime de máxima carga.

No terceiro caso o turbocompressor R494 é significativamente grande, portanto, sua operação se dará mais próxima a zona de *surge*, situação na qual a roda compressora realiza um fluxo mássico maior do que o motor em si consegue absorver, gerando um gradiente de pressão adverso.

Essa situação ocorrerá principalmente quando o motorista alivia subitamente o pedal de acelerador em plena carga: o fluxo mássico para o motor é drasticamente reduzido, mas o turbocompressor ainda possui uma elevada rotação devido a sua inércia. Esse fenômeno produz um barulho característico do estol do escoamento, apreciável por alguns entusiastas, mas que pode ser danoso ao conjunto se provocado em excesso.

É possível mitigar esse efeito utilizando uma válvula de prioridade (ou válvula de alívio) entre o compressor e o coletor de admissão, que também produz um barulho característico apreciável. Vale ressaltar, contudo, que um turbocompressor demasiadamente grande terá dificuldades de respostas em regimes de baixa e média carga.

O segundo caso, contudo, exemplifica um turbocompressor bem dimensionado, onde a potência máxima ainda se encontra em uma ilha de eficiência interessante, e a linha de operação do conjunto encontra-se em sua maioria muito próxima a eficiência máxima do conjunto.

Esse turbocompressor proporcionará um conjunto harmonioso, com uma boa resposta ao acelerador, especialmente em médias cargas, sem comprometer a durabilidade do conjunto. Existe ainda também uma margem para um eventual ganho de potência, caso desejável.

## 5 CONCLUSÃO

O método utilizado para seleção de um turbocompressor mostrado neste trabalho se baseia em cálculos e premissas para estimar o fluxo e razão de pressão, seguido da análise de mapas de eficiência do compressor.

O turbocompressor selecionado como mais adequado para o caso observado é o R4449, que possui a parte quente idêntica ao modelo R494, porém com a parte fria ligeiramente menor. Espera-se com esse modelo uma resposta bem progressiva, com *lag* relativamente pequeno e boas respostas, sobretudo, em médias rotações (3.000 a 5.000 rpm).

Durante a compressão do ar sua temperatura aumenta, sendo recomendado utilizar um *intercooler* conforme visto anteriormente. Motores turbo sem *intercooler* apresentam alto risco de pré-ignição ou detonação, especialmente se trabalhar em pressão positiva maior do que 0,5 bar.

Por fim, salienta-se que o turbocompressor deve trabalhar em harmonia com o motor e os outros componentes para evitar quebras e entregar uma boa eficiência. O aumento de potência implica em maiores esforços e redução da vida útil do motor, fatores que podem ser abrandados com uma preparação cautelosa bem como zelo durante o uso e manutenções do veículo.

Fica como sugestão para uma continuação do trabalho a validação dos dados obtidos para o conjunto através de um estudo de caso em vida real. Um protótipo simples, munido de sensoriamento consistindo em: pressão de admissão (*Manifold Absolute Pressure* - MAP), fluxo mássico (*Mass Air Flow* - MAF), temperatura de admissão, bem como os sensores vitais do motor (rotação, posição do acelerador e sonda lambda) proporcionará a oportunidade de validar boa parte dos parâmetros aqui calculados.

Há também a influência da porção quente do turbocompressor que pouco é abordada em conteúdos e materiais disponíveis, sendo normalmente determinada empiricamente. A turbina que gera o trabalho consumido no compressor também tem sua faixa de eficiência e deve ser de tamanho compatível com o compressor para funcionar adequadamente, sendo passível de uma pequena variação. Se o lado quente for pequeno haverá demasiada contrapressão de escape e se grande, a baixa velocidade dos gases fará com que a rotação da turbina seja baixa, produzindo pouco fluxo especialmente em baixas rotações.

Para uma validação ainda mais completa seria interessante também o uso de um sensor de rotação de turbo, contudo, tal dispositivo é consideravelmente mais caro e de difícil instalação, sendo necessária uma carcaça fria específica para acomodar esse sensoriamento.

Além disso, pode-se abranger o estudo para os esforços nos componentes internos do motor (pistões, bielas e virabrequim), bem como analisar o turbocompressor em conjunto com o cabeçote e os comandos de válvulas, avaliando os impactos de alterações em parâmetros como duração e levante de abertura de válvulas, fatores que neste trabalho foram tomados como constante, em conjunto com a pressão de admissão positiva.

Pode-se observar, contudo, que o objetivo do presente trabalho foi atingido com sucesso, visto que foi possível realizar um dimensionamento simples, porém eficaz, de um turbocompressor para a aplicação proposta. A metodologia pode ser reproduzida em quaisquer aplicações desejadas pelo entusiasta, de maneira que a reprodução dos cálculos pode ser realizada por meio de ferramentas simples, como Excel, ou até mesmo a mão.



## REFERÊNCIAS

REIF, K. **Diesel Engine Management: System and Components - Bosch Professional Automotive Information**. 2nd edition. Springer Vieweg. Wiesbaden, 2014.

MILLER, J. K. **Turbo: Real World High-Performance Turbocharger Systems**. CarTech Inc. 2008.

TURBOSMART. **History of Turbocharging**. Disponível em: <https://www.turbosmart.com/news/history-of-turbocharging/>. Acesso em 28 abr. 2022.

MUQEEM, M.; AHMAD, M.; SHERWANI, A. F. **Turbocharging of Diesel Engine for Improving Performance and Exhaust Emissions: A Review**. IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering, 2015.

RAKOPOULOS, C. D.; DIMARATOS, A. M.; GIAKOUMIS, E. G.; RAKOPOULOS, D. C. **Evaluation of the effect of engine, load, and turbocharger parameters on transient emissions of diesel engine**. Energy Conversion and Management, 2009.

VELTMAN, T. **Variable-Geometry Turbochargers**. Coursework for Physics 240, Stanford University. 2010.

SILVA, C. **O que é detonação e pré-ignição?** FT Education, 2021. Disponível em: <https://www.fteducation.com.br/blog/o-que-detonao-e-pr-ignicao> Acesso em 28 abr. 2022

SILVA, C. **FT Education: Qual Turbo Usar?** Disponível em: [https://www.youtube.com/watch?v=m\\_S9\\_iBATYU](https://www.youtube.com/watch?v=m_S9_iBATYU). 2021. Acesso em 28 abr. 2022.

AET TURBOS. **Turbocharged beginnings – an early history of the turbo**. Disponível em: <https://www.aet-turbos.co.uk/turbocharged-beginnings-an-early-history-of-the-turbo>. Acesso em 28 abr. 2022.

HALL, D. **An Introduction to Modern Vehicle Design**. Butterworth Heinemann, 2002

PUGLIESI, M. **MANUAL COMPLETO DO AUTOMÓVEL**. São Paulo, HEMUM, 1976. P.269.

TÜV NORD GROUP. **A brief history of the internal combustion engine**. 2019. Disponível em: <https://www.tuev-nord.de/explore/en/remembers/a-brief-history-of-the-internal-combustion-engine/>. Acesso em 29 abr. 2022.

UNIVERSAL TECHNICAL INSTITUTE (UTI), INC. **The history and invention of Diesel engines**. 2020. Disponível em: <https://www.uti.edu/blog/diesel/diesel-engine-history>. Acesso em 29 abr. 2022.

BOOST SCHOOL. **TURBO HISTORY - Boost School #1**. Disponível em: [https://www.youtube.com/watch?v=VpcdYvG0k9M&list=PLbsUPVaYMW2pBAWYPSEVSA\\_P4-c4FRnv&index=3](https://www.youtube.com/watch?v=VpcdYvG0k9M&list=PLbsUPVaYMW2pBAWYPSEVSA_P4-c4FRnv&index=3). Acesso em 28 abr. 2022.

BOOST SCHOOL. **TURBO 101 - How it WORKS and what's INSIDE**. Disponível em: [https://www.youtube.com/watch?v=SSI9WzDZgpU&list=PLbsU-PVaYMW2pBAWYPSEVSA\\_P4-c4FRnv&index=1](https://www.youtube.com/watch?v=SSI9WzDZgpU&list=PLbsU-PVaYMW2pBAWYPSEVSA_P4-c4FRnv&index=1). Acesso em 28 abr. 2022.

ABB - Baden. **History of BBC / ABB - BADEN and of Turbocharging**. Disponível em: [http://www.test.swiss-ships.ch/berichte/berichte/abb-turbo/abb-turbo-systems\\_en.html](http://www.test.swiss-ships.ch/berichte/berichte/abb-turbo/abb-turbo-systems_en.html). Acesso em 28 abr. 2022.

BORGWARNER. **EFR-8374 Turbochargers**. Disponível em: [https://cdn.borgwarner.com/docs/default-source/iam/boosting-technologies/efr-8374-d.pdf?sfvrsn=865ab03c\\_17](https://cdn.borgwarner.com/docs/default-source/iam/boosting-technologies/efr-8374-d.pdf?sfvrsn=865ab03c_17). Acesso em 28 abr. 2022.

GARRETT. **Turbo Tech: The Difference An A/R Makes Going From .83 To 1.01 With A GTX3076R Gen II Turbo**. Disponível em: <https://www.garrettmotion.com/news/newsroom/article/turbo-tech-how-to-turbo-and-the-difference-an-a-r-makes-for-optimizing-your-turbo-system>. Acesso em: 19 abr. 2023.

FUELTECH EDUCATION. **Qual turbo usar?** Super aula FT Education. YouTube, 17 nov. 2020. Disponível em: [https://www.youtube.com/watch?v=m\\_S9\\_iBATYU](https://www.youtube.com/watch?v=m_S9_iBATYU). Acesso em: 19 abr. 2023.

MURTA, M. **Segredos de um turbo! A/R? Trim? Rotor? Entenda!** - Como Funciona #23. YouTube, 24 mar. 2018. Disponível em: <https://www.youtube.com/watch?v=pjAsAYi3jgM>. Acesso em: 19 abr. 2023.

MCFARLAND, J. **Brake-Specific Fuel Consumption – Enginology**. Motor Trend, 1 set. 2011. Disponível em: <https://www.motortrend.com/how-to/ctrp-1109-brake-specific-fuel-consumption>. Acesso em: 22 maio 2023.

BARBOSA, R. **Diagnóstico de falhas de turbinas a gás com o uso de lógica fuzzy**. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da PUC-Rio, 2010.

POLICARPO, E. **Tudo o que você precisa saber sobre etanol – Parte 1**. Flatout, 27 jun. 2016. Disponível em: <https://flatout.com.br/tudo-o-que-voce-precisa-saber-sobre-etanol-parte-1>. Acesso em: 22 maio 2023.

AEROMOTIVE, INC. **Technical Bulletin #501 – Fuel Pumps and Horsepower: What to consider when selecting a fuel pump**. 12 dez. 2014. Disponível em: [https://aeromotiveinc.com/wp-content/uploads/2014/12/TB\\_501\\_Fuel\\_Pumps\\_and\\_HP\\_02.pdf](https://aeromotiveinc.com/wp-content/uploads/2014/12/TB_501_Fuel_Pumps_and_HP_02.pdf). Acesso em: 23 maio 2023.

BINDER, A. **Turbo Engine Use at Record High**. Wardsauto, 2017. Disponível em: <https://www.wardsauto.com/engines/turbo-engine-use-record-high>. Acesso em: 23 maio 2023.

AUTOMOTIVE BUSSINESS. **Turbo vira pop e já está em 8 dos 15 carros mais vendidos do Brasil**. 2021. Disponível em: <https://automotivebusiness.com.br/pt/posts/noticias/turbo-vira-pop-e-ja-esta-em-8-dos-15-carros-mais-vendidos-do-brasil/>. Acesso em: 23 maio 2023.