

UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA - UFU  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA – FEMEC  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

LUCAS COSTA MENDES

**ESTUDO DO DESEMPENHO DE MOTORES DE IGNIÇÃO  
POR CENTELHA COM SOBREALIMENTAÇÃO MECÂNICA E  
TURBOALIMENTAÇÃO**

Uberlândia

2017

LUCAS COSTA MENDES

**ESTUDO DO DESEMPENHO DE MOTORES DE IGNIÇÃO  
POR CENTELHA COM SOBREALIMENTAÇÃO MECÂNICA E  
TURBOALIMENTAÇÃO**

Trabalho de conclusão de curso apresentado como requisito final para obtenção do título de Engenheiro Mecânico pela Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia.

Orientadora: Prof. Dra. Ana M. de Souza.

Uberlândia

2017

LUCAS COSTA MENDES

**ESTUDO DO DESEMPENHO DE MOTORES DE IGNIÇÃO POR CENTELHA COM  
SOBREALIMENTAÇÃO MECÂNICA E TURBOALIMENTAÇÃO**

Trabalho de conclusão de curso apresentado como requisito final para obtenção do título de Engenheiro Mecânico pela Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia.

BANCA EXAMINADORA:

---

Profa. Dra. Ana Marta de Souza.

Orientadora

---

Profa. Dra. Elaine Gomes Assis

---

Prof. Dr. Douglas Bezerra Araújo

Uberlândia, 04 de agosto de 2017.

Dedico este trabalho aos meus pais Divina Maria da Costa Pimenta e Ademilson Mendes Pimenta que não mediram esforços em nenhum momento para minha formação, mesmo diante de tantas dificuldades, persistiram para que eu pudesse chegar aonde eu cheguei.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço primeiramente a Deus pela vida a mim concedida, aos momentos onde claramente me estendeu a mão e as oportunidades que me foram dadas.

Agradeço aos meus pais e a minha irmã Adriana Costa Mendes por sempre estarem ao meu lado, em todos os momentos de dificuldade, pelo amor, dedicação e educação que me foi dada.

Agradeço a minha namorada Gabriella Vieira Carneiro, por sempre se fazer presente nos momentos importantes, sempre me apoiando e ajudando, trazendo alegria e amor todos os dias.

Agradeço a minha orientadora e professora Ana Marta, que me auxiliou em todos os momentos, sempre com atenção e prestatividade.

Não poderia deixar de agradecer a todos os meus amigos, pelo companheirismo e amizade.

*“Horsepower sells cars, torque wins races”*

(Enzo Ferrari)

## RESUMO

Os automóveis desde sua criação, sempre estiveram presentes na história, sendo de fundamental importância para o crescimento da sociedade e alvo de intenso desenvolvimento tecnológico.

A indústria automobilística vive atualmente um cenário desafiador, tendo que atender as legislações de controle de emissão de poluentes, lidar com o aumento do preço do combustível e com a constante busca por carros de maior eficiência e desempenho.

Pensando nisso a indústria vem investindo consideravelmente na sobrealimentação de motores, como alternativa inteligente para o aumento de desempenho, eficiência, economia e redução de emissão de poluentes.

O presente trabalho apresenta um estudo comparativo do desempenho de motores de ignição por centelha utilizando sobrealimentação mecânica e turbocompressores, relacionando em qual tipo de aplicação cada sobrealimentador é mais adequado, comparando em que faixa de rotação cada um é mais eficiente e analisando os custos relacionados a cada tipo de sobrealimentador.

O trabalho consiste na simulação de um motor sobrealimentado por meio de um software de simulação de motores, cujo o modelo se baseia no método "*Filling-and-Emptying*", o qual permite a obtenção das curvas de torque e potência do motor, assim como outros parâmetros relevantes que serão apresentados no decorrer do trabalho.

**Palavras-Chaves:** Sobrealimentação, Turbocompressor, Compressor Centrifugo, Potência, Torque.

## ABSTRACT

Automobiles, since its creation, always had an important role in the history, being crucial for the development of society, for such cars has been a target of intense technologic studies.

The automobile industry faces now a challenging scenario, having to adapt to laws about control and emission of pollutes, dealing with the fuel's price rise and with the constant seek of cars with more efficiency and performance.

For this purpose, the industry has been heavily investing supercharging of engines, as a clever alternative to the increase of performance, efficiency, economy and polluting emission.

This work presents a comparative study of the performance of spark ignition engines using mechanical supercharging and turbochargers, relating which application one is more appropriate, comparing in which range of rotation one has its most efficiency and analyzing the costs.

This work consists of the simulation of a supercharged engine through motor simulation software, the model is based on "Filling-and-Emptying" method, that allows the generation of torque and power curves, as well as others relevant parameters that will be shown in this work.

**Keywords:** Supercharger, Turbocharger, Centrifugal Compressor, Power, Torque.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Motor de Lenoir, ilustração de 1896.....	20
Figura 2. Primeira Fábrica de motores à explosão do mundo.....	21
Figura 3. Motor de Nicolaus Otto e Eugen Langen de 1867.....	22
Figura 4. Componentes básicos motor ICE.....	26
Figura 5. Diagrama p – V real de um motor ciclo Otto a 4T (Ignição por faísca) .....	27
Figura 6. Ciclo de operação de um motor ICE.....	29
Figura 7. Curva de Torque, Potência e Consumo Específico.....	31
Figura 8. Gráfico de torque e potência de motores naturalmente aspirados, sobrealimentados por turbocompressor e compressor mecânico.....	35
Figura 9. Esquema de funcionamento do turbocompressor.....	36
Figura 10. Esquema de um turbocompressor.....	37
Figura 11. Turbocompressor em corte.....	39
Figura 12. Válvula <i>Wast gate</i> .....	40
Figura 13. Mapa compressor.....	41
Figura 14. Sistema de controle das palhetas móveis.....	43
Figura 15. Funcionamento do turbocompressor de geometria variável segundo o regime do motor.....	44
Figura 16. Consumo de combustível e emissão de CO <sub>2</sub> .....	45
Figura 17. Número de motores produzidos e a alteração no número de cilindros durante os anos de 2015 e 2017.....	46
Figura 18. Número de motores de ignição por centelha produzidos com sistema de turboalimentação.....	46
Figura 19. Compressor Centrífugo.....	48
Figura 20. Funcionamento Roots.....	49
Figura 21. Compressor Roots.....	49
Figura 22. Esquema de montagem do compressor Roots.....	50
Figura 23. Compressor Parafuso.....	51
Figura 24. Compressor tipo Palheta.....	52

Figura 25. Compressor tipo “G” .....	53
Figura 26. Motor EA111 1.6L.....	59
Figura 27. Curva de potência do motor EA111 1.6L de acordo com a fabricante.....	60
Figura 28. Curva de torque do motor EA111 1.6L de acordo com a fabricante.....	60
Figura 29. Curva de potência do motor EA111 1.6L simulado no software.....	61
Figura 30. Curva de torque do motor EA111 1.6L simulado no software.....	61
Figura 31. Curvas de torque e potência do motor EA111 1.6L simulado no software e divulgadas pela fabricante.....	62
Figura 32. Mapa do compressor do turbocompressor Garret.....	63
Figura 33. Mapa do compressor centrífugo ROTREX C15-60.....	64
Figura 34. Curva de torque e potência do motor EA111 1.6L com Boost de 0,7 kgf/cm <sup>2</sup> .....	67
Figura 35. Mapa do compressor do turbocompressor com Boost de 0,7 kgf/cm <sup>2</sup> .....	69
Figura 36. Mapa do compressor centrífugo com boost de 0,7 kgf/cm <sup>2</sup> .....	69
Figura 37. Curva de torque e potência do motor EA111 1.6L com Boost de 1,0 kgf/cm <sup>2</sup> .....	70
Figura 38. Mapa do compressor do turbocompressor com boost de 1,0 kgf/cm <sup>2</sup> .....	72
Figura 39. Mapa do compressor centrífugo com boost de 1,0 kfg/cm <sup>2</sup> .....	72
Figura 40. Comparação Turbocompressor x Centrífugo em relação a BMEP para um ganho de potência de 150HP a 4500 rpm.....	73
Figura 41. Mapa do compressor do turbocompressor para um ganho de potência de 150HP a 4500 rpm.....	75
Figura 42. Mapa do compressor centrífugo para um ganho de potência de 150HP a 4500 rpm.....	75
Figura 43. Comparação Turbocompressor x Centrífugo em relação a BMEP para um ganho de potência de 160HP a 5500 rpm.....	76
Figura 44. Mapa do compressor do turbocompressor um para ganho de potência de 160HP a 5500 rpm.....	78
Figura 45. Mapa do compressor centrífugo para ganho um de potência de 160HP a 5500 rpm.....	78

Figura 46. Comparação Turbocompressor x Centrífugo em relação a BMEP para um ganho de potência de 180HP a 5500 rpm.....	79
Figura 47. Mapa do compressor do turbocompressor para um ganho de potência de 180HP a 5500 rpm.....	81
Figura 48. Mapa do compressor centrífugo um ganho de potência de 180HP a 5500 rpm.....	81
Figura 49. Comparação Turbocompressor x Centrífugo em relação a BMEP para um ganho de potência de 200HP a 5500 rpm.....	82
Figura 50. Mapa do compressor do turbocompressor para um ganho de potência de 200HP a 5500 rpm.....	84
Figura 51. Mapa do compressor centrífugo para um ganho de potência de 200HP a 5500 rpm .....	84
Figura 52. Comparação do desempenho do motor equipado com compressor centrífugo (i=1:5), compressor centrífugo C15-60 e turbocompressor .....	87

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Característica do motor em análise .....	59
Tabela 2. Comparação do torque e potência obtidos na simulação com os dados divulgados pela fabricante.....	62
Tabela 3. Turbocompressor (Boost: 0,7 kgf/cm <sup>2</sup> ) .....	68
Tabela 4. Compressor Centrífugo (Boost: 0,7kgf/cm <sup>2</sup> ) .....	68
Tabela 5. Turbocompressor (Boost: 1,0 kgf/cm <sup>2</sup> ) .....	71
Tabela 6. Compressor Centrífugo (Boost: 1,0 kgf/cm <sup>2</sup> ) .....	71
Tabela 7. Turbocompressor para um ganho de potência de 150HP a 4500 rpm.....	74
Tabela 8. Compressor centrífugo para um ganho de potência de 150HP a 4500 rpm.....	74
Tabela 9. Turbocompressor para um ganho de potência de 160HP a 5500 rpm.....	77
Tabela 10. Compressor Centrífugo para um ganho de potência de 160HP a 5500 rpm.....	77
Tabela 11. Turbocompressor para um ganho de potência de 180HP a 5500 rpm.....	80
Tabela 12. Compressor Centrífugo para um ganho de potência de 180HP a 5500 rpm.....	80
Tabela 13. Turbocompressor para ganho de potência de 200HP a 5500 rpm.....	82
Tabela 14. Compressor Centrífugo para um ganho de potência de 200HP a 5500 rpm.....	83
Tabela 15. Relação entre rotação e BMEP para máxima potência e torque.....	85
Tabela 16. Comparação do desempenho do motor equipado com compressor centrífugo (i=1:5), compressor centrífugo C15-60 e turbocompressor .....	87

## LISTA DE SIGLAS

ICE	Ignição por Centelha
PMI	Ponto Máximo Inferior
PMS	Ponto Máximo Superior
PME	Pressão Média Efetiva
IMEP	Pressão Média Efetiva Indicada
BMEP	Pressão Média Efetiva de Eixo
FMEP	Pressão Média Efetiva de Fricção
PMEP	Pressão Média Efetiva de Bombeamento
BSFC	Consumo Específico de Combustível
TGV	Turbo de Geometria Variável
EGR	Recirculação dos Gases de Escape
CFM	<i>Cubic Feet per Minute</i>

## LISTA DE SÍMBOLOS

$HP$	Potência desejada na rotação desejada (HP).
$N$	Rotação (rpm).
$BSFC$	Consumo específico de combustível ( $\frac{lb}{HP*hr}$ ).
$\frac{A}{F}$	Relação ao combustível.
$R$	Constante do ar.
$T_m$	Temperatura média no coletor de admissão (°F).
$VE$	Eficiência volumétrica.
$V_d$	Volume de deslocamento (in <sup>3</sup> ).
$Patm$	Pressão atmosférica (PSI).
$w_a$	Fluxo de ar necessário para obter a potência desejada ( $\frac{lb}{min}$ ).
$MA_{Preq}$	Pressão absoluta requerida para alcançar o nível de potência desejado (PSI).
$Boost$	Pressão manométrica requerida para alcançar o nível de potência desejado (PSI).
$P_{1c}$	Pressão real na admissão do compressor (PSI).
$P_{2c}$	Pressão real no coletor de admissão (PSI).
$\Delta P_{loss1}$	Perda de carga devido ao filtro de ar e dutos de admissão (PSI).
$\Delta P_{loss2}$	Perda de carga no coletor de admissão (PSI).
$r$	Razão de pressão.

## SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO .....	17
2. OBJETIVO .....	19
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	20
3.1. História do Motor ICE .....	20
3.2. Componentes Básicos do Motor ICE .....	23
3.2.1. Pistão .....	23
3.2.2. Biela .....	24
3.2.3. Virabrequim .....	24
3.2.4. Eixo Comando de Válvulas .....	24
3.2.5. Válvulas .....	25
3.3. Funcionamento dos Motores ICE .....	26
3.3.1. Admissão .....	27
3.3.2. Compressão .....	27
3.3.3. Combustão .....	28
3.3.4. Exaustão .....	28
3.4. Características Importantes dos Motores .....	29
3.4.1. Cilindrada .....	29
3.4.2. Razão de Compressão .....	29
3.4.3. Torque .....	30
3.4.4. Potência Indicada .....	30
3.4.5. Potência Efetiva .....	30
3.4.6. Consumo Específico .....	30
3.4.7. Curva de Torque, Potência e Consumo Específico .....	31
3.4.8. Pressão Média Efetiva .....	32
3.4.9. Eficiência Volumétrica .....	33
3.4.10. Eficiência Mecânica .....	33
3.4.11. Eficiência Térmica .....	33
3.5. Sobrealimentação de Motores ICE .....	34
3.5.1. Turbocompressores .....	36
3.5.1.1. Turbocompressores de Geometria Variável .....	42
3.5.1.2. <i>Downsizing</i> em Motores ICE .....	44
3.5.2. Compressores Mecânicos .....	47

3.5.2.1. Compressores Centrífugos.....	47
3.5.2.2. Compressores de Lóbulos (Roots) .....	48
3.5.2.3. Compressores Tipo Parafuso (Lysholm) .....	51
3.5.2.4. Compressores Tipo Palheta .....	52
3.5.2.5. Compressores Tipo G (Espiral) .....	52
3.5.3. Turbocompressores x Compressores Centrífugos .....	53
4. DESENVOLVIMENTO .....	55
4.1. Método Computacional.....	55
4.2. Método Matemático.....	56
4.3. Escolha do Motor para Análise.....	58
4.4. Características do motor .....	59
4.5. Curvas Características do Motor .....	60
4.6. Validação do Método.....	61
4.7. Seleção dos Sobrealimentadores.....	63
4.8. Implementação do Método .....	64
5. Resultados .....	67
5.1. Caso 1 – Comparação entre Turbocompressor e Compressor Centrífugo com Boost de 0,7 kgf/cm <sup>2</sup> .....	67
5.2. Caso 2 – Comparação entre Turbocompressor e Compressor Centrífugo com Boost de 1,0 kgf/cm <sup>2</sup> .....	70
5.3. Caso 3 – Comparação entre Turbocompressor e Compressor em relação a BMEP com ganho de Potência igual a 150 HP a 4500 rpm .....	73
5.4. Caso 4 – Comparação entre Turbocompressor e Compressor em relação a BMEP com ganho de Potência igual a 160 HP a 5500 rpm .....	76
5.5. Caso 5 – Comparação entre Turbocompressor e Compressor em relação a BMEP com ganho de Potência igual a 180 HP a 5500 rpm .....	79
5.6. Caso 6 – Comparação entre Turbocompressor e Compressor em relação a BMEP com ganho de Potência igual a 200 HP a 5500 rpm .....	81
5.7. Síntese dos Resultados.....	84
5.8. Fontes de Erros e Incertezas .....	88
6. CONCLUSÃO.....	89
7. SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS.....	91
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	92

## 1. INTRODUÇÃO

Com o advento da revolução industrial surgiu a necessidade de novas tecnologias que pudessem aumentar a produção nas indústrias, dando início a um intenso desenvolvimento tecnológico. Foi então que em 1960, Jean Joseph Étienne Lenoir criou o primeiro motor de combustão interna, tornando-se o marco de uma nova era de grande expansão das fronteiras humanas. A partir de então, os motores de combustão interna se tornaram indispensáveis para o avanço da sociedade, sofrendo desde então diversas modificações com o objetivo alcançar motores mais eficientes, econômicos e de maior desempenho

Esse desenvolvimento tecnológico foi acelerado após 1960, com o aumento da competitividade de mercado, entretanto, hoje a indústria automobilística vive um cenário ainda mais complicado, tendo que se atentar as rigorosas legislações de controle de emissão de poluentes e intensa busca por tecnologias que aumentem a eficiência e desempenho dos motores.

Uma alternativa encontrada pela indústria foi o chamado “*Downsizing*”, que é simplesmente a substituição de motores de maior cilindrada por motores de menor cilindradas sobrealimentados, sem o comprometimento do torque ou da potência.

Compreende-se sobrealimentação, como o aumento da quantidade de massa ar que é admitida dentro dos cilindros, isto é possível através da compressão do ar que basicamente pode ser feita de duas maneiras, através do uso de compressores mecânicos ou do uso de turbocompressores. O primeiro desses apresenta a vantagem da rápida resposta do motor nas acelerações, devido a sua ligação direta ao eixo virabrequim, por outro lado, apresenta a desvantagem de ser uma carga parasita no motor, uma vez que utiliza parte da potência do eixo virabrequim para realizar a compressão do ar. O segundo apresenta a vantagem de ser acionado através da energia dos gases de escape, ou seja, utilizam uma energia que seria desperdiçada, entretanto, os turbocompressores apresentam a desvantagem de entrar em funcionamento ideal somente à médias e altas velocidades de rotação.

A escolha de qual tipo de sobrealimentação a ser utilizado é um tanto complicada, levando em consideração diversos fatores. O uso de software para análise e simulação de motores é muito empregado na indústria automobilística,

facilitando a compreensão do comportamento do motor de acordo com o método de sobrealimentação utilizado, permitindo o desenvolvimento de motores cada vez mais eficientes, com menor consumo de combustível, maior desempenho e menor índice de emissão de poluentes.

## 2. OBJETIVO

O futuro da indústria automobilística aponta para o “*Downsizing*”, e diante de tal situação, o estudo e ampliação dessa tecnologia se torna necessário.

O presente trabalho tem como principal objetivo comparar o desempenho de motores de ignição por centelha utilizando sobrealimentação mecânica e turbocompressores. Para realização do mesmo foram utilizadas a teoria sobre compressores, equações clássicas de desempenho de motores, bem como mapas de eficiência de compressores e análise de custo.

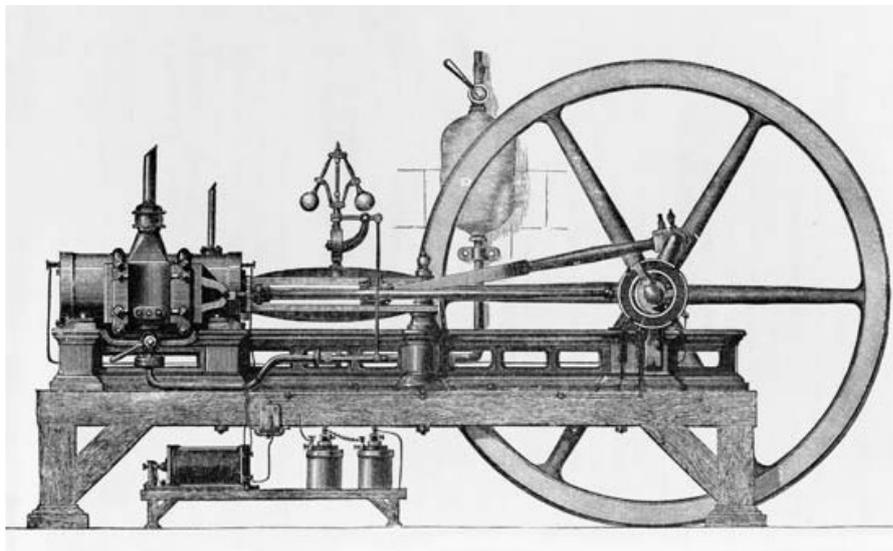
O trabalho consiste na simulação de um motor sobrealimentado por meio do software de simulação de motores, cujo o modelo se baseia no método “*Filling-and-Emptying*”, que permite a obtenção das curvas de torque e potência do motor, assim como outros parâmetros relevantes que serão apresentados ao longo do trabalho

### 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

#### 3.1 HISTÓRIA DO MOTOR ICE

A busca em se converter formas de energia em energia mecânica sempre esteve presente no passado, mas com o advento da revolução industrial houve um ascendente crescimento em busca de novas tecnologias, foi então que em 1860 Jean Joseph Étienne Lenoir propôs o primeiro motor com pistão, onde a combustão acontecia dos dois lados do pistão e o controle dos gases acontecia por meio de válvulas de admissão e de descarga. Na Figura 1 é mostrado o motor de Lenoir, cuja combustão acontecia por gás de carvão e ar, o mesmo apresentava três cavalos de potência.

Figura 1. Motor de Lenoir, ilustração de 1896.



Fonte: <https://global.britannica.com/biography/Etienne-Lenoir>

Os gases e o ar eram introduzidos nos cilindros durante a primeira metade do seu deslocamento, era então que uma faísca queimava essa mistura e empurrava o pistão até o fim do seu curso. No movimento posterior os gases eram retirados e uma nova combustão era formada no outro lado do pistão, o ciclo era terminado

somente na próxima batida do pistão, na fase de exaustão. O valor da eficiência ficava por volta de 5%.

Foi no ano de 1860, onde Nicolaus Otto teve a ideia de construir uma máquina que utilizasse o benzeno como combustível. Mais tarde, em 1864, Otto juntou-se ao engenheiro Eugen Langen e fundou a N.A. Otto & Cia., a primeira fábrica de motores à explosão do mundo, mostrada na Figura 2.

Figura 2. Primeira Fábrica de motores à explosão do mundo.



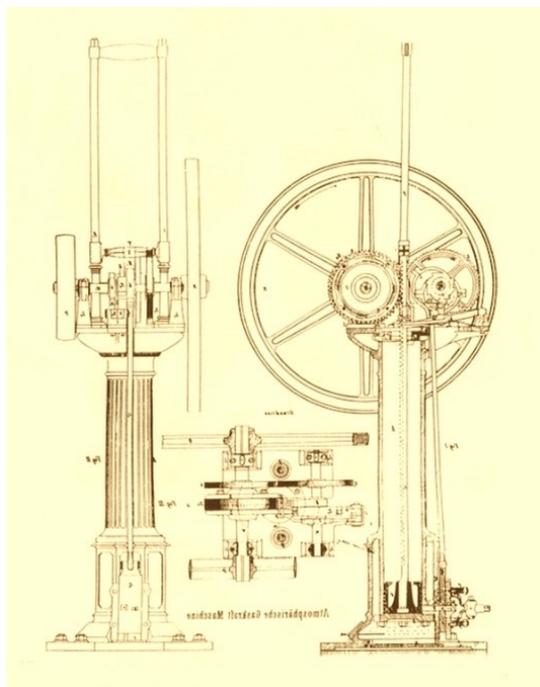
Fonte: <http://www.mecanica.ufrgs.br/mmotor/otto.htm>

Mas foi só no ano de 1867 em Paris, na Exposição Industrial, que o motor concebido por Nicolaus Otto e Eugen Langen foi apresentado. O motor seguia o conceito de “pistão livre”, onde as explosões dos gases no cilindro impulsionavam o motor. O pistão era ligado a um volante através de uma cremalheira e uma engrenagem, onde se gerava trabalho no movimento de retorno do pistão. A abertura e fechamento das válvulas se dava através do movimento do volante e assim como no motor de Lenoir não havia compressão antes da combustão e sua eficiência chegava a 11%, bem superior ao motor de Lenoir.

O mundo ficou surpreendido com esse motor, que agora apresentava-se bem mais econômico que os anteriores e com funcionamento mais uniforme, o que rendeu a Otto uma medalha de ouro, por sua máquina, na Exposição de Paris - numa

cerimônia em que estiveram presentes Napoleão III e a Imperatriz Eugênia. Na Figura 3 é possível observar o motor descrito acima.

Figura 3. Motor de Nicolaus Otto e Eugen Langen de 1867.



Fonte: [https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/8/85/Enginy\\_Otto-langen\\_1867.jpg](https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/8/85/Enginy_Otto-langen_1867.jpg)

Anteriormente em 1862, baseado no mesmo princípio, Alphonse Beau de Rochas já havia desenvolvido um motor de quatro tempos com patente francesa, onde o modelo de motor já apresentava um melhor desempenho devido:

- Cilindro do pistão com menor relação superfície/volume (motor quadrado diâmetro do pistão aproximadamente igual ao seu curso).
- Processo de expansão mais rápido.
- Máxima expansão.
- Pressão máxima acontece no começo do processo de expansão dos gases dentro do cilindro.

As duas condições iniciais visam conseguir a menor perda de calor do motor e as duas últimas visam obter a máxima potência do motor. Rochas também indicou o método desejável de funcionamento dos motores de combustão interna, que é usado até hoje, onde o ciclo se baseava na admissão, compressão, expansão e exaustão.

Em 1876, Nicolaus Otto apresenta um motor de quatro cilindros, que seguia o funcionamento proposto por Beau de Rochas em 1862. Esse motor já apresentava as características básicas dos motores de hoje, com eficiência de 14% e sendo bem mais leve que o anterior.

Nesses primeiros tipos de motores embora já se analisasse os benefícios de se comprimir a mistura ar + combustível (Lebon, francês, em 1799; Barnett, inglês, em 1838; e Schmidt, alemão, em 1861), tal fato ainda não ocorria.

Entre 1880 e 1890 foram feitos grandes avanços no processo de ignição e de carburação. A razão de compressão desses motores geralmente não ultrapassava 4:1, devido ao efeito de detonação durante a combustão, que acontecia como consequência da qualidade do combustível. Foi então que no final da década já se encontravam os primeiros motores movidos a gasolina.

Mesmo passado 100 anos da invenção dos motores, o desenvolvimento de novas tecnologias continua em ritmo acelerado, visando sempre a melhoria da eficiência, emissão de poluentes, consumo de combustível e qualidade do motor.

## 3.2 COMPONENTES BÁSICOS DO MOTOR ICE

Antes de entrarmos no funcionamento do motor ICE é necessário que se conheça os componentes básicos desses motores. Serão tratados aqui somente alguns componentes móveis desses motores necessários ao escopo do trabalho, uma vez que a descrição de todos os componentes se tornaria dispendiosa. São eles:

### 3.2.1 Pistão

É a parte móvel da câmara de combustão, responsável por comprimir a mistura de combustível + ar, ele recebe diretamente os esforços da expansão dos gases da câmara de combustão e os transferem para a biela através de um pino que acopla o pistão a biela. É um elemento muito solicitado, sujeito a regimes normalmente acima de 3000 rpm, podendo chegar em alguns casos a 12000 rpm, além disso, geralmente trabalha na temperatura de 350°C e recebe impulsos de 20000 N no momento da explosão.

São geralmente feitos em alumínio, ligas de aços ou de fundição maleável, e quando de necessita de pistões para grandes solicitações recomenda-se pistões forjados devido a sua maior resistência.

O diâmetro do pistão, sua altura e o formato da cabeça, influenciam diretamente no comportamento do motor, devendo então se atentar a esse fato no desenvolvimento do projeto.

### **3.2.2 Biela**

É o braço que liga o pistão ao virabrequim e geralmente é feito em aço-liga estampado ou alumínio, ela recebe os esforços do pistão e transmite ao virabrequim. É o elemento que transforma o movimento retilíneo do pistão em movimento rotativo do eixo de manivela (virabrequim).

Sua geométrica é concebida de tal forma a garantir rigidez suficiente para suportar os esforços e manter o seu centro de massa próximo ao virabrequim, diminuindo assim os efeitos de inércia e facilitando o movimento.

### **3.2.3 Virabrequim**

Esse elemento conhecido também como eixo de manivelas ou árvore de manivelas é instalado na parte inferior do bloco, onde gira sobre o seu próprio eixo graças ao movimento retilíneo dos pistões que é transmitido ao virabrequim através da biela.

A região onde se apoia o eixo virabrequim sobre o bloco do motor recebe o nome de munhões, os moentes são a regiões do eixo virabrequim onde se apoiam as bielas. Existe ainda no interior do eixo virabrequim canais por onde se realiza a lubrificação.

### **3.2.4 Eixo comando de válvulas**

Também conhecido como eixo de cames, é um eixo de geometria complexa contendo em seu corpo ressaltos responsáveis por imprimir o movimento de abertura

ou fechamento das válvulas de admissão e descarga. Esse eixo é acionado pelo eixo virabrequim através de engrenagens, corrente ou pela conhecida corrente dentada.

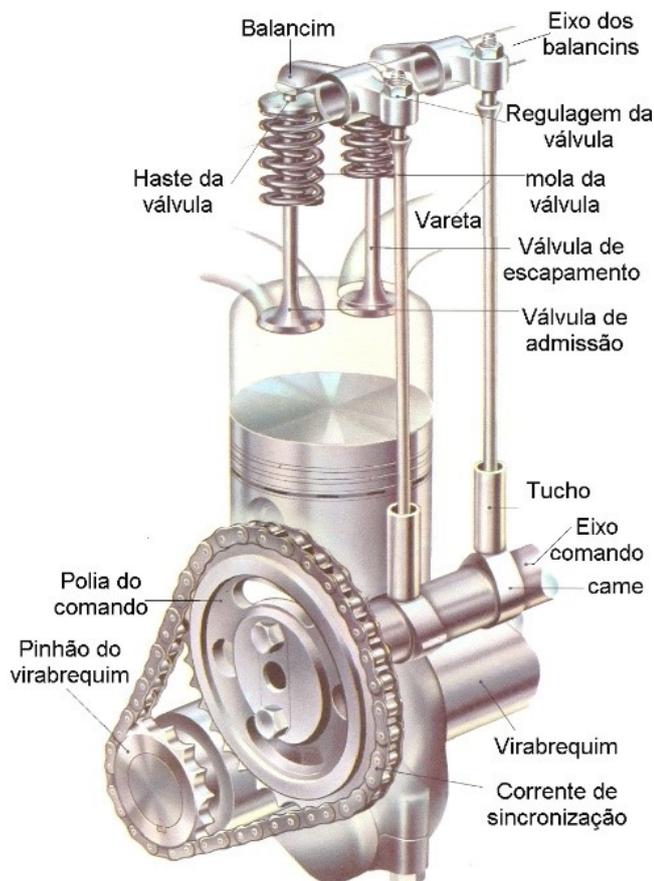
A geometria do eixo comando de válvulas está diretamente ligada ao regime de operação do motor, assim como nas características de potência do mesmo. Existem vários tipos de eixos de comando de válvulas no mercado, dentre os mais eficientes podemos citar os eixos de comando de válvulas variável, que busca garantir um torque imediato ao motor ao longo de toda a faixa do regime de operação.

### **3.2.5 Válvulas**

São os elementos responsáveis pela vedação da entrada de ar nos cilindros e pela vedação da saída dos gases de escape. Essas válvulas são ditas válvulas de admissão quando permitem a entrada da mistura combustível + ar (ou só ar, conforme o caso) dentro dos cilindros, e válvulas de escape quando permitem a passagens dos gases gerados no processo de combustão para fora do cilindro.

Essas válvulas podem estar dispostas de várias maneiras nos cilindros, de acordo com as especificações do projeto. O acionamento dessas válvulas geralmente se dá através de um tucho e uma haste, que o interliga ao eixo de balancins que está acoplado ao balancim que por sua vez conecta-se diretamente as válvulas. No momento em que o eixo de válvulas gira, a geometria do mesmo aciona o tucho que move a haste, fazendo assim o eixo de balancins girar e conseqüentemente o balancim, promovendo então o deslocamento da válvula. Na Figura 4 é possível observar os componentes descritos acima.

Figura 4. Componentes básicos motor ICE.



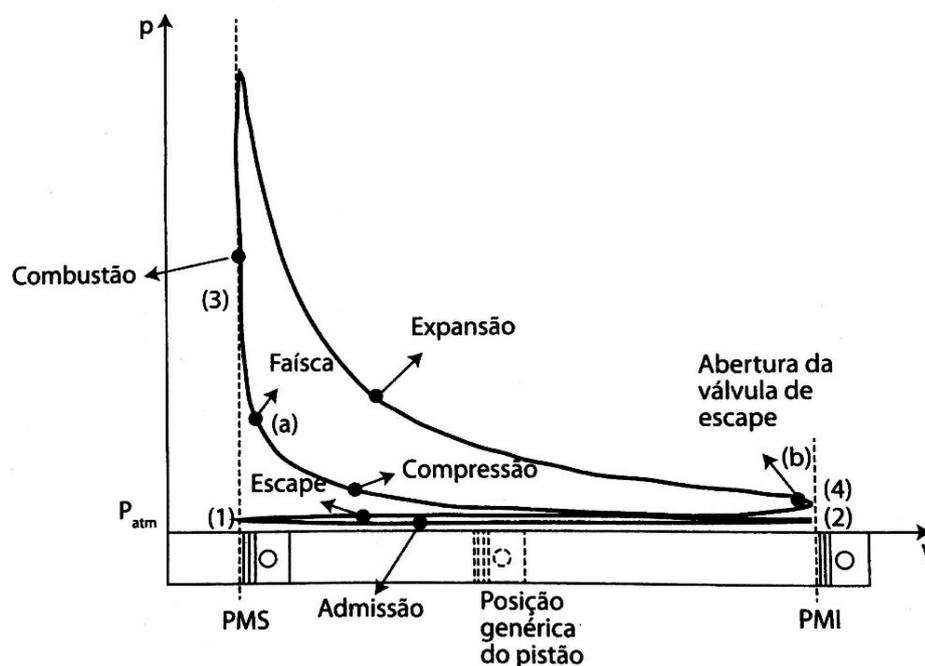
Fonte: Câmara. J. Motores de combustão interna, 2003.

### 3.3 FUNCIONAMENTO DOS MOTORES ICE

Os motores do ciclo Otto de combustão interna ICE (ignição por centelha) obtêm trabalho através da liberação de energia química dos combustíveis, essa liberação acontece através de uma reação exotérmica entre o combustível e o oxigênio contido no ar, que é conseguida pela compressão dessa mistura e da liberação de uma centelha para início da combustão.

O funcionamento dos motores de combustão interna se dá através de um ciclo termodinâmico, no qual podemos distinguir quatro fases que ocorrem durante o mesmo: admissão, compressão, exaustão e escape. Durante o ciclo de operação do motor o pistão se desloca do ponto máximo inferior (PMI) para o ponto máximo superior (PMS), esse ciclo pode ser descrito num diagrama  $p - V$  (pressão x volume) como mostrado na Figura 5.

Figura 5. Diagrama  $p - V$  real de um motor ciclo Otto a 4T (Ignição por faísca).



Fonte: Brunetti (2012: 86)

Esse é um diagrama esquemático do ciclo real de um motor naturalmente aspirado operando em plena carga. A seguir é explicado cada fase desse ciclo.

### 3.3.1 Admissão

Referente aos pontos 1 – 2 do diagrama  $p - V$ , onde o pistão se desloca do PMS para o PMI admitindo ar através da válvula de admissão que se encontra aberta nesse período. A pressão no interior do cilindro é ligeiramente menor que a pressão atmosférica devido as perdas de carga no interior do sistema de admissão causada pela contrapressão no movimento do pistão.

### 3.3.2 Compressão

Referente aos pontos 2 – 3 do diagrama  $p - V$ . Nessa fase fecha-se a válvula de admissão e acontece a compressão da mistura confinada no cilindro, onde o pistão se desloca com PMI para o PMS diminuindo o volume do fluido ativo e aumentando conseqüentemente a pressão. Nessa fase ainda acontece a liberação da

faísca, que faz com que a pressão suba rapidamente, numa velocidade maior do que aquela que teria somente em função da redução de volume causada pelo movimento do pistão.

### **3.3.3 Combustão**

Diz respeito aos pontos 3 – 4 do diagrama  $p - V$ , onde após a liberação da faísca (ponto “a”), ocorre a combustão que eleva a pressão até um valor máximo. Nessa fase o pistão sofre uma explosão na sua cabeça e se desloca do PMS para o PMI, causando uma expansão do fluido ativo, ou seja, aumentando o volume e conseqüentemente diminuindo a pressão.

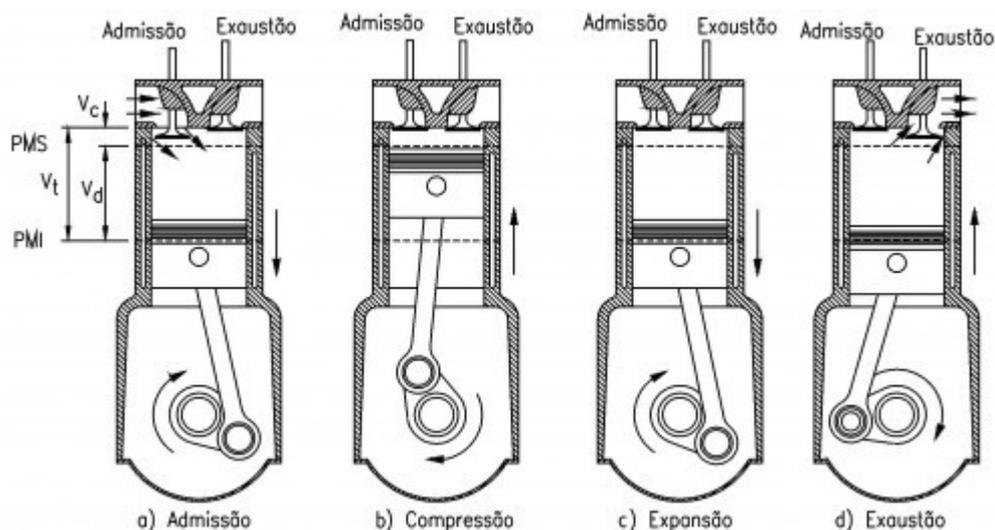
### **3.3.4 Exaustão**

No diagrama  $p - V$  refere-se aos pontos 4 -1. Abre-se a válvula de escape no ponto “b” ligeiramente antes do PMI, e por conseqüência da alta pressão os gases da combustão escapam rapidamente pela válvula de escape até que a pressão dos gases se iguale a pressão atmosférica. Posteriormente o pistão se desloca do PMI para o PMS expulsando os gases provenientes do processo de combustão, mantendo a pressão ligeiramente maior que a pressão atmosférica. Quando o pistão alcança o PMS inicia-se novamente todo o processo começando pela admissão.

Em posse desse diagrama, pode-se então fazer análises sobre o funcionamento do motor, principalmente do trabalho realizado.

Abaixo, na Figura 6, segue um esquema do ciclo de operação do motor; com os quatro tempos de funcionamento.

Figura 6. Ciclo de operação de um motor ICE.



Fonte: <http://www.culturamix.com/cultura/curiosidades/invencoes/por-dentro-dos-motores-de-combustao-interna-alternativos/attachment/imagem-5/>

### 3.4 CARACTERÍSTICAS IMPORTANTES DOS MOTORES

Utiliza-se um conjunto de propriedades dos motores para se gerar curvas capazes de caracterizá-los e fornecer informações importantes sobre as condições de funcionamento que são usadas para se buscar formas de aumentar sua eficiência. Trataremos a seguir algumas das propriedades mais importantes dos motores indispensáveis ao escopo desse trabalho.

#### 3.4.1 Cilindrada

É o volume deslocado pelo motor, ou seja, é o volume que o pistão desloca dentro do cilindro ao se movimentar do PMI ao PMS. Geralmente é expressa em  $\text{cm}^3$  ou litros. A cilindrada total do motor nada mais é do que a cilindrada multiplicada pelo número de cilindros.

#### 3.4.2 Razão de Compressão

É a relação entre o volume existente no cilindro quando o pistão se encontra no PMI e o volume existente no cilindro quando o pistão se encontra no PMS.

### **3.4.3 Torque**

A pressão gerada pelo processo de combustão aplicada sobre a área da cabeça do pistão gera uma força resultante sobre o mesmo, essa força é transmitida para a biela e posteriormente ao virabrequim, dando origem a uma força tangencial é consequentemente a um momento torçor (torque), porém a pressão gerada no momento da combustão é função da massa da mistura ar + combustível e da rotação existente, dessa forma, entende-se que o torque varia com a rotação e carga. O torque pode ser determinado através do uso de um equipamento chamado dinamômetro.

### **3.4.4 Potência indicada**

É a potência desenvolvida no interior do cilindro pelo ciclo termodinâmico que o fluido ativo realiza. Pode ser estimada a partir da pressão de expansão, da rotação do eixo virabrequim e das características do motor assim como também pode ser medida através de um indicador de pressão que permita traçar o ciclo do fluido ativo.

### **3.4.5 Potência Efetiva**

É simplesmente a potência medida no eixo do motor, e pode ser definida como o produto do torque pela velocidade angular do eixo. Assim como o torque, a potência efetiva pode ser determinada com o dinamômetro. Ela equivale a potência indicada subtraída da potência gasta para vencer o atrito do movimento e os efeitos de bombeamento.

### **3.4.6 Consumo Específico**

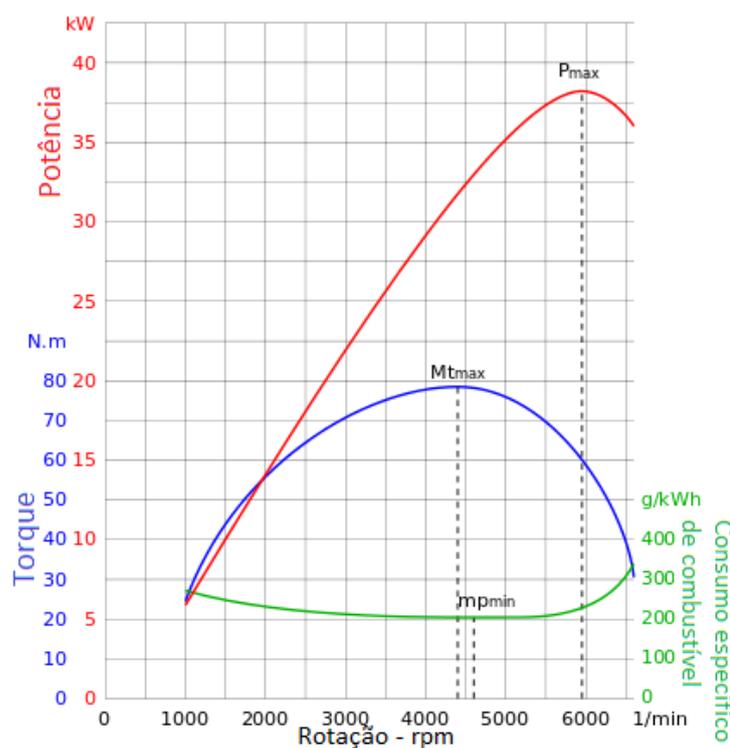
O consumo específico é um meio para se determinar o quão eficiente é o motor, ele representa a relação entre o consumo de combustível e a potência efetiva, ou seja, é o consumo horário de combustível por cada unidade de potência desenvolvida. Geralmente é expresso na unidade kg/kWh ou g/kWh. O consumo de combustível pode ser medido de maneira gravimétrica ou volumétrica.

### 3.4.7 Curva de Torque, Potência e Consumo Específico

Essas curvas características dos motores representam o comportamento do torque e da potência em relação ao regime de rotação do motor. São amplamente utilizadas para conferir as características de desempenho, durabilidade e confiabilidade dos motores.

Os ensaios realizados para se chegar a essas curvas são feitos em carga máxima, apresentando assim os valores máximos ao longo de todo o regime de rotação utilizado. Essas curvas são representadas em um gráfico, como mostrado na Figura 7.

Figura 7. Curva de Torque, Potência e Consumo Específico.



Adaptada de: [http://www.wikiwand.com/sk/Pru%C5%BEnos%C5%A5\\_motora](http://www.wikiwand.com/sk/Pru%C5%BEnos%C5%A5_motora)

Onde os valores de torque (linha azul) e potência (linha vermelha) são representados pelos eixos das ordenadas e a rotação (rpm) pelo eixo das abcissas.

Pode-se observar que a potência sobe à medida que a rotação aumenta, chegando a um máximo perto do regime de rotação máxima do motor, mas acontecendo antes dele, depois disso a potência sofre uma queda devido a dois fatores:

- Trabalhando-se em altos regimes de rotações o motor tem dificuldade de admitir ar devido à grande velocidade com que ocorre a abertura e fechamento da válvula de admissão, fazendo com que a quantidade de ar aspirado seja insuficiente.
- Também devido ao alto regime de rotação, ocorre o aumento do atrito entre os componentes do motor, fazendo com que o rendimento mecânico diminua.

Outro fato a se notar é o aumento do torque, que começa na velocidade de rotação mínima do motor, onde o torque ainda é baixo devido a lenta abertura e fechamento da válvula de admissão e então aumenta até um valor máximo correspondente aos valores médios de rotação do motor, onde o mesmo consegue admitir maiores quantidades de ar. Posteriormente o torque decresce devido ao tempo de abertura da válvula de admissão reduzido e das perdas por atrito aumentarem até atingir o regime máximo de rotação.

O conhecimento da curva de torque é de suma importância para identificar o momento mais adequado para a troca de marchas, reduzindo o consumo e aumentando a o rendimento do motor.

O consumo específico apresenta seu valor máximo no regime de rotação mais baixo devido ao fato da potência nessa região também ser baixa, e apresenta seu valor máximo na região onde o torque também é máximo, ou seja, onde o combustível gera a maior quantidade de trabalho.

#### **3.4.8 Pressão Média Efetiva**

O trabalho em um ciclo termodinâmico desenvolvido no fluido ativo é igual a área do ciclo desenhada pelo diagrama  $p - V$ , no entanto se esse trabalho for igual ao trabalho desenvolvido por uma pressão aplicada sobre a cabeça do cilindro durante o seu curso, dizemos que essa pressão é a pressão média efetiva (PME).

A pressão média efetiva é muito importante quando se quer saber a eficácia com que o motor aproveita a sua cilindrada, pois ela representa o trabalho por unidade de cilindrada, entendendo-se então, que um motor de pequena cilindrada produz pouco trabalho e que um motor de grande cilindrada produz um grande trabalho, é ainda de se esperar que motores de desempenho semelhantes tenham pressões médias semelhantes.

As mesmas relações utilizadas para a potência também podem ser usadas para descrever a pressão média efetiva, desse modo, temos a possibilidade de comparar o desempenho de motores, mesmo que de tamanhos e potências diferentes.

Pode-se ainda afirmar que o torque é proporcional a pressão média efetiva.

#### **3.4.9 Eficiência Volumétrica**

É a relação entre a massa de ar que entra no cilindro durante o processo de admissão (abertura da válvula de admissão e movimento do pistão do PMS para o PMI), e a massa de ar que ocuparia o cilindro considerando a densidade do ar a pressão atmosférica.

“A eficiência volumétrica é de grande interesse como medida de desempenho do conjunto cilindro como elemento de bombeamento” (BRUNETTI, 2012).

#### **3.4.10 Eficiência Mecânica**

É a relação entre a potência efetiva e a potência indicada, ou seja, é uma medida de quão eficiente é o motor quando se diz respeito a transmissão de potência entre os órgãos móveis do motor.

De acordo com Júlio César (2013), no motor de combustão interna apenas uma parcela da energia é efetivamente disponível, sendo que 35% dessa energia é retirada na forma de calor através dos gases de escape, 32% na forma de calor dissipado pelo sistema de arrefecimento, 8% na perda por atritos internos decorrentes do funcionamento do motor, e somente 25% dessa energia efetivamente disponível no volante do motor.

#### **3.4.11 Eficiência Térmica**

É a relação entre o calor que se transforma em trabalho útil e todo o calor que o combustível poderia gerar para transformar em trabalho útil, ou seja, é uma medida de quão eficiente é o processo de conversão de energia térmica em trabalho.

### 3.5 SOBREALIMENTAÇÃO DE MOTORES ICE

O rendimento dos motores de combustão interna ICE está diretamente relacionado ao trabalho realizado no momento da combustão da mistura ar + combustível, dessa forma a potência também é limitada pela quantidade da mistura que será queimada.

Uma forma de se obter um aumento da potência nesses motores é através do aumento da quantidade de ar disponível, ou seja, um aumento da quantidade de ar dentro dos cilindros, podendo assim aumentar a quantidade de combustível, uma vez que a quantidade de combustível é limitada pela quantidade de ar disponível. Dessa forma, para que haja uma maior quantidade de ar nos cilindros podemos aumentar o número de cilindros ou aumentar o volume desses cilindros (cilindrada), mas essas opções se tornam muitas vezes inviáveis devido ao peso, tamanho, e ao custo desses motores.

Por outro lado, se aumentarmos a pressão do ar acima da pressão atmosférica antes do mesmo entrar no cilindro podemos obter potências superiores quando comparados a motores alimentados com ar a pressão atmosférica.

Esse é o princípio da sobrealimentação, que diz respeito principalmente ao rendimento volumétrico. A sobrealimentação consiste em aumentar a densidade do ar através do aumento da pressão antes da entrada no cilindro, isso faz com que num mesmo volume a massa de ar seja maior. Essa relação pode ser observada através da lei dos gases ideais:

$$\rho = \frac{p}{RT}$$

Onde:

$\rho$  = Densidade da mistura

$p$  = Pressão da mistura

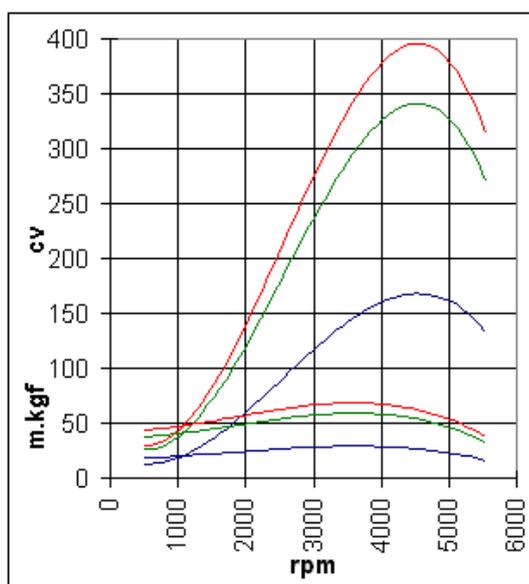
$T$  = Temperatura da mistura

$R$  = Constante de gás ideal

Com isso, de acordo com Brunetti (2012), mantida a cilindrada do motor, é possível obter motores de grandes potências através da substituição da aspiração natural por um método de sobrealimentação, que garante o preenchimento dos cilindros com ar de maior densidade.

A sobrealimentação pode ser conseguida através dos compressores mecânicos ou através dos turbocompressores, onde de acordo com o trabalho realizado por Luz, Torres e Santos (2008), pode ser conseguido um ganho de pressão de 0,41 a 0,55 bar (com pressão atmosférica de 1 bar), ou seja, é possível um ganho de 50% no fluxo de ar para o motor, o que garante ao motor um ganho de potência entre 30% e 40%. Segue abaixo na Figura 8, um gráfico que compara didaticamente o torque e a potência de motores naturalmente aspirados (linhas azuis), sobrealimentados por turbocompressor (linhas vermelhas) e compressor mecânico (linhas verdes).

Figura 8. Gráfico de torque e potência de motores naturalmente aspirados, sobrealimentados por turbocompressor e compressor mecânico.



Fonte: [http://www.omegaclub.com.br/multimedia/materias/bestcars\\_consultoriodepreparacao.htm](http://www.omegaclub.com.br/multimedia/materias/bestcars_consultoriodepreparacao.htm)

A principal diferença entre esses dois métodos de sobrealimentação está na fonte de energia utilizada para o acionamento. Os turbocompressores utilizam como fonte de energia a entalpia de fluxo dos gases de escape, que são usados para o acionamento da turbina conectada ao compressor por meio de um eixo. Já os compressores mecânicos utilizam como fonte de energia o próprio eixo virabrequim (eixo de manivelas), que é conectado ao compressor por meio de correia, corrente ou engrenagens.

### 3.5.1 Turbocompressores

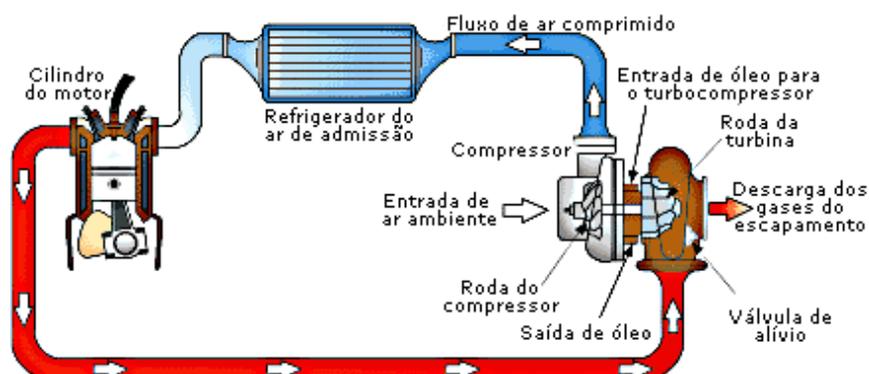
Em 1905 na Suíça, Dr. Alfred J Büchi concebeu o primeiro turbo como é conhecido hoje, descrito por ele como “uma máquina recíproca pela qual a energia dos gases expelidos pelo motor aumentaria o fluxo da mistura ar-combustível”.

Contudo antes dos turbocompressores chegarem na indústria automobilística, foram usados primeiramente em máquinas locomotivas a diesel, passando depois a ser instalados em aviões, para que só em 1938, pudesse ser usado em caminhões, nos motores suíços fabricados pela Saurer. Foi somente em 1962, onde se fabricou o primeiro carro de passeio com motor turbo, o Covair Monza, fabricado pela Chevrolet, porém, esses motores ainda se mostravam pouco eficientes, caindo no desgosto e voltando com força ao mercado somente em 1973, quando as montadoras começaram realmente a produzir motores turbo.

A partir daí esses motores foram se difundindo pelo mundo, mas no Brasil, foi introduzido somente em 1994, pela Fiat no seu modelo Uno. Vários modelos vieram depois, e muitos não foram aprovados, até que nos dias atuais o turbocompressor voltou com toda força, se mostrando o futuro da indústria automobilística no Brasil.

O princípio de funcionamento dos turbocompressores se baseia no aproveitamento da entalpia de fluxo de gases de escape como fonte de energia para girar a turbina, desse modo, a sobrealimentação de motores através desse método utiliza uma energia que seria descartada. Abaixo na Figura 9, segue um esquema representativo desse sistema.

Figura 9. Esquema de funcionamento do turbocompressor.

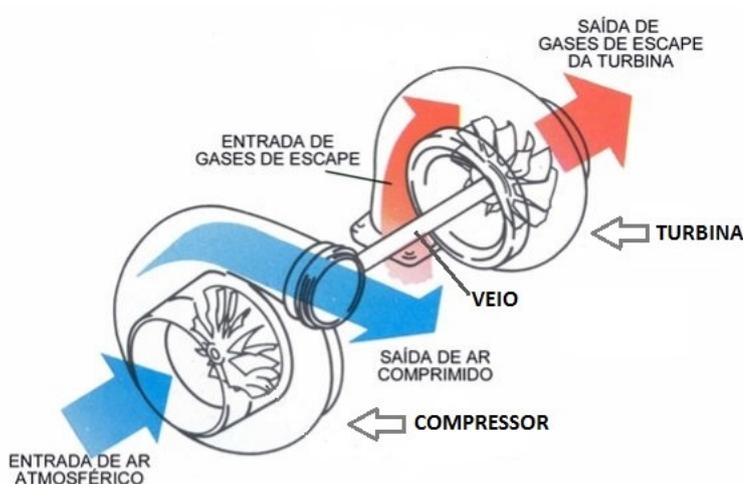


Fonte: <http://carros.hsw.uol.com.br/turbocompressores.htm>

Os turbocompressores ou somente turbo como são chamados, são relativamente simples, contendo basicamente uma turbina e um compressor centrífugo que estão ligados entre si através de um eixo.

Os gases de escape entram na turbina, onde a mesma converte o calor dos gases de escape em pressão, promovendo sua rotação que é transmitida ao compressor por meio de um eixo (veio). Na Figura 10 é mostrado um esquema de um turbocompressor.

Figura 10. Esquema de um turbocompressor.



Fonte: <http://revistaautoesporte.globo.com/Revista/Autoesporte/0,,EMI302897-10337,00-COMO+TURBINAR+SEU.html>

Nos turbocompressores a turbina geralmente usada é do tipo centrífuga de fluxo radial, onde os fluxos de gases de escape são direcionados pela carcaça da turbina e entram no seu perímetro na direção imposta pelas pás da turbina e saem pelo seu centro. Brunetti (2012), afirma que a turbina tem a função de fornecer ao eixo do compressor a potência necessária para que ele possa realizar o trabalho de compressão na zona de melhor rendimento atendendo as características de consumo de ar de um dado motor, e ainda assim, impondo a menor restrição possível à exaustão dos gases de escape.

O compressor centrífugo é composto de um impulsor que trabalha a elevadas rotações, Brunetti (2012) afirma que a velocidade periférica do impulsor atinge facilmente valores na ordem de 600 m/s. O impulsor tem a função de acelerar o ar (ou mistura ar + combustível) através das suas pás curvas, que são projetadas

com um certo ângulo que favorece o escoamento do ar. Além do impulsor, o compressor centrífugo também contém o difusor que promove o aumento da pressão através da redução da velocidade, a carcaça existente em torno do difusor canaliza o fluxo de ar a alta pressão até o coletor de admissão.

É no corpo central do turbocompressor que se apoia o eixo que liga o impulsor do compressor ao rotor da turbina. O eixo é apoiado sobre a carcaça através de casquilhos, que giram livremente, mas são impedidos de se movimentar na direção axial devido aos anéis de vedação.

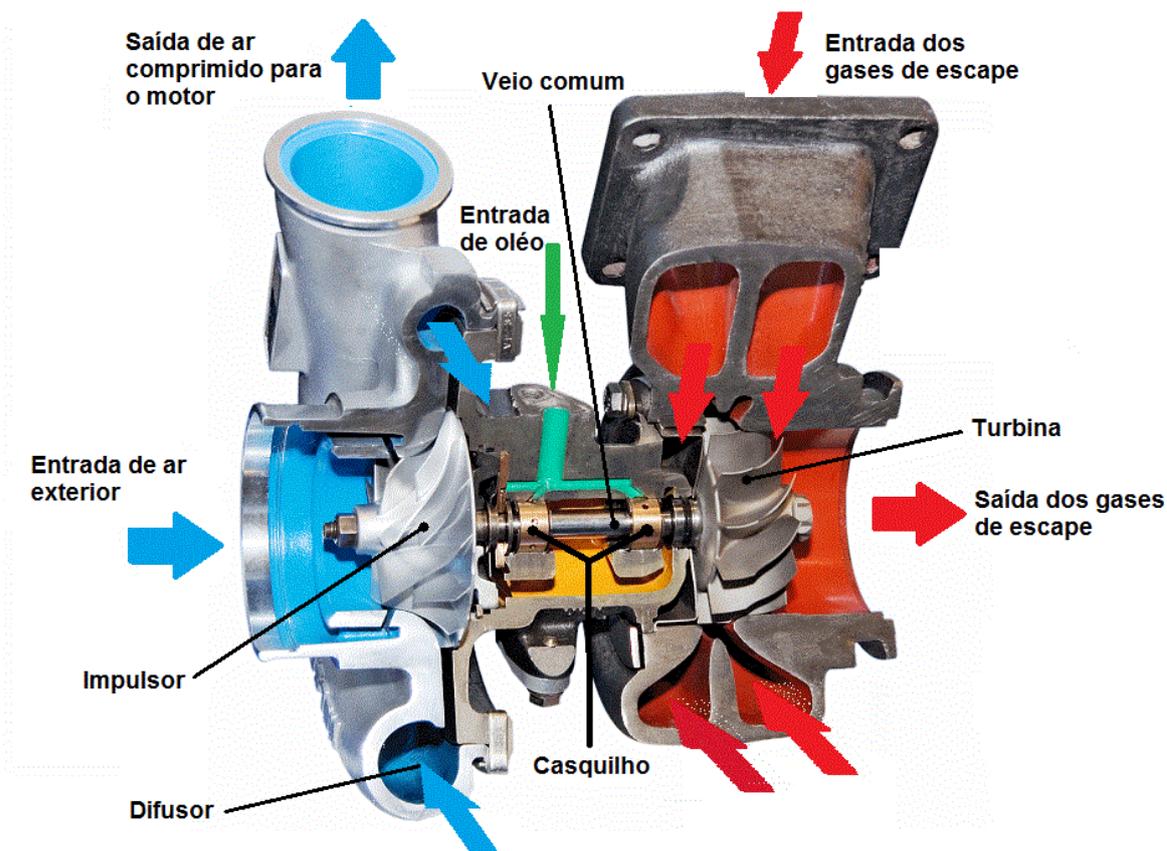
As temperaturas alcançadas no turbocompressor pode ultrapassar os 1000 °C em motores a gasolina, enquanto as rotações podem atingir 200 mil rpm, com isso, necessitasse de um sistema de lubrificação eficiente para não comprometer o sistema.

O sistema de lubrificação do corpo central é o mesmo que lubrifica o restante do motor. O lubrificante é forçado através de orifícios nos casquilhos, formando um filme de óleo entre o eixo e os casquilhos.

Entre o corpo central e a turbina existem um vedante que tem a função de impedir que os gases a alta pressão da turbina escapem para o corpo central. Também existe um vedante entre o corpo central e o compressor, que tem a função de impedir que durante as acelerações, devido à alta pressão criada, a mistura ar + combustível passe para o interior do corpo central. Esse vedante entre o corpo central e o compressor também tem a função de impedir que durante a desaceleração, devido a depressão criada no compressor, o lubrificante do corpo central passe para o interior do compressor.

Na Figura 11 é apresentado um turbocompressor em corte, onde é possível observar o sentido de fluxo dos gases de escape, assim como do ar comprimido.

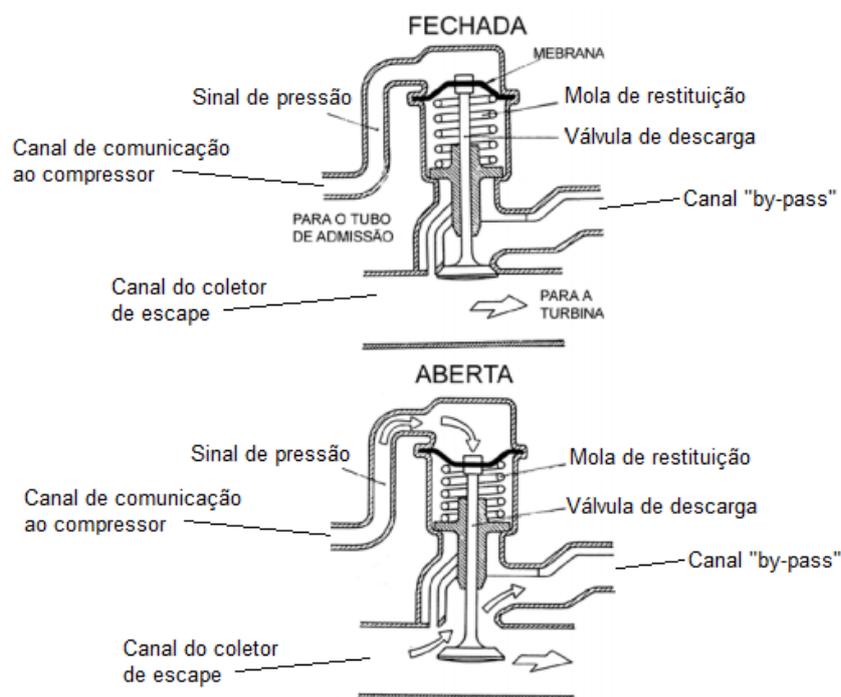
Figura 11. Turbocompressor em corte.



Adaptada de: <http://www.fiches-auto.fr/articles-auto/fonctionnement-d-une-auto/s-728-fonctionnement-du-turbo.php>

Para que a pressão no turbo não suba indefinidamente, existe uma válvula de descarga, também conhecida como “*Wast gate*”, mostrada na Figura 12, que limita a pressão de admissão em um valor determinado.

Quando esse valor pré-estabelecido é ultrapassado a válvula de descarga abre um “*by-pass*”, desviando uma parte dos gases de escape, não permitindo que os mesmos passem pela turbina, desse modo, não há elevação da rotação da turbina, fazendo com a pressão também não seja elevada.

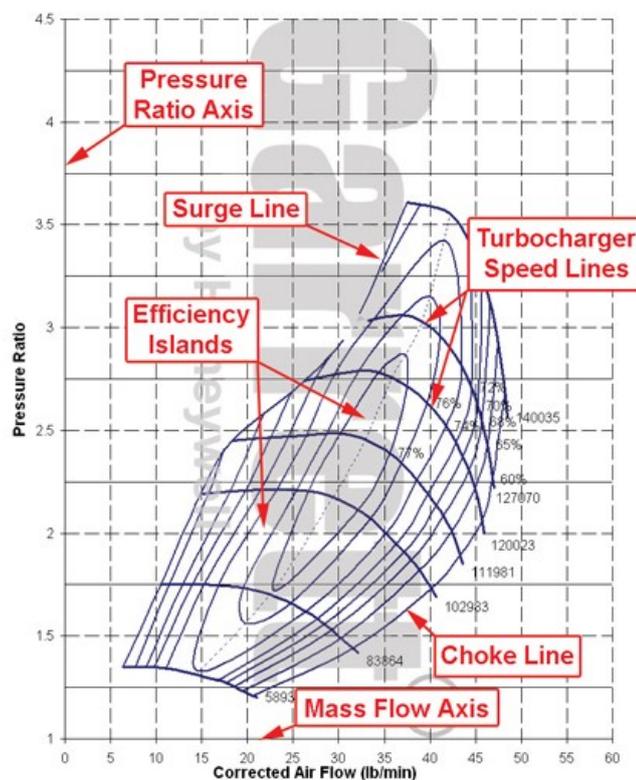
Figura 12. Válvula *Wast gate*.

Adaptada de: CEPRA – Sobrealimentação (2000).

Um grande desafio nesse tipo de sobrealimentação é combinar o turbocompressor (que se caracteriza por uma eficiência elevada restrita a uma faixa relativamente estreita de operação) ao motor (que opera em uma ampla faixa de vazões). Essa combinação é iniciada pela seleção do compressor que atenda a vazão de ar e pressão de sobrealimentação requerida pelo motor, afim de alcançar os níveis desejados de potência, torque, consumo de combustível e emissão de poluentes.

Nessa seleção é indispensável o uso dos mapas do compressor como ferramenta de dimensionamento do mesmo, onde podemos determinar a eficiência, fluxo de massa, capacidade de aumento de pressão e velocidade de turbo. A Figura 13 mostra um mapa de um compressor indicando as principais características.

Figura 13. Mapa compressor.



Fonte: <https://chaodaoficina.wordpress.com/2016/01/31/turbocompressores-mapas-de-eficiencia/>

Esse mapa é composto por dois eixos, onde o eixo das abcissas representa o fluxo de ar e o eixo das coordenadas representa a razão de pressão, que é definida como a pressão de saída absoluta dividida pela pressão de entrada absoluta do compressor. No mapa, existem as ilhas de eficiência, que mostram a eficiência do turbo em qualquer área do mapa, onde quanto menor for a ilha, maior é a eficiência.

Também existem as linhas que delimitam as ilhas a esquerda e a direita (*Surge Line* e *Choke Line*), onde a *Surge Line* localizada à esquerda das ilhas representa um limite que quando ultrapassado fazem o compressor operar de maneira instável devido ao fluxo de ar deficiente e a alta turbulência gerada, o que por sua vez pode levar ao desgaste prematuro ou inutilização do compressor. Esse fenômeno pode acontecer por dois motivos, o primeiro deles e também o mais severo diz respeito a utilização de um turbo demasiadamente grande para o fluxo de ar requerido pelo motor, o segundo motivo e já menos severo diz a respeito a um súbito fechamento da válvula borboleta em regime de plena carga, onde o turbo continua trabalhando e gerando pressão.

A direita das ilhas de eficiência, temos a choke line, que representa um limite onde a eficiência do turbo cai abaixo de 58%, sendo assim, essa linha diz respeito ao turbos menores, incapazes de prover o fluxo de ar necessário ao motor, que por sua vez, trabalha a elevadas rotações e temperaturas, o que pode através de continuas repetições, inutilizar o equipamento.

Além disso existem em alguns mapas as linhas de velocidade da turbina (*Turbocharger Speed Lines*), que indica a rotação aproximada do eixo em diferentes faixas de pressão e fluxo de ar.

Brunetti (2012) diz que a escolha adequada da turbina, é feita através de um processo iterativo até chegar a um conjunto de compressor e turbina que satisfaça as exigências do motor.

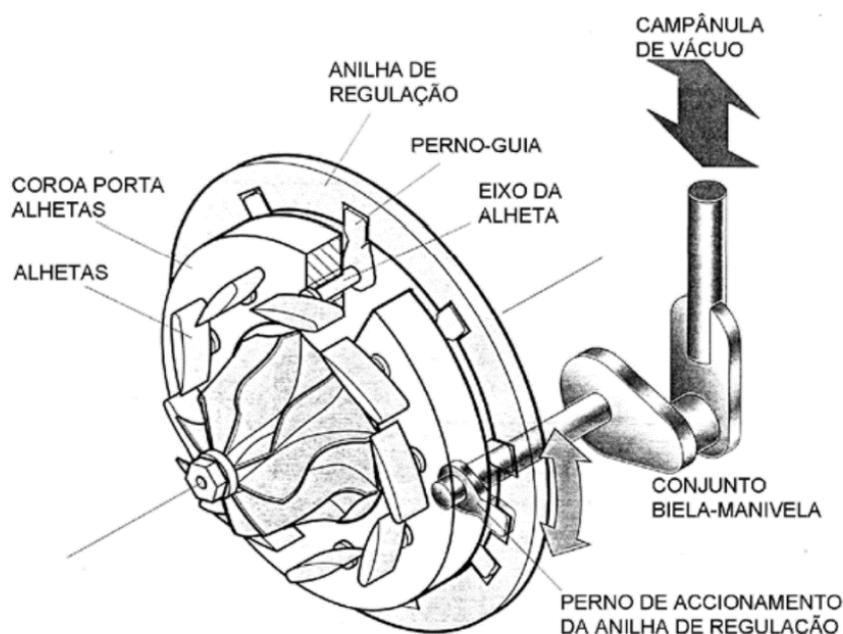
### 3.5.1.1 *Turbocompressores de Geometria Variável*

Os turbocompressores tratados anteriormente, quando em baixas rotações de operação do motor, tornam-se ineficientes. Isso se deve ao fato de que em baixas rotações, a quantidade de gases se escape que passam pela turbina é menor, dessa forma, a turbina não gera trabalho suficiente para que o compressor forneça uma pressão de sobrealimentação eficaz, fazendo o motor se comportar de forma semelhante a um motor naturalmente aspirado.

Uma solução para esse problema seria utilizar um turbocompressor pequeno, de baixa pressão, que produziria uma pressão de sobrealimentação adequada já em baixas rotações, porém, quando o motor atingisse altas rotações, esse turbo se tornaria insuficiente para alimentação de ar que o motor demanda. Para eliminar esse problema, seria necessário um turbocompressor que que fornecesse uma pressão de sobrealimentação adequada tanto em baixas rotações, como em altas rotações de operação.

Foi então desenvolvido o TGV, mais conhecido com turbo de geometria variável, que simula turbocompressores de diversos tamanhos, otimizando a curva de torque e potência. Diferentemente do turbo convencional, possui um prato onde é montado um conjunto de palhetas móveis à entrada da turbina, que são ajustadas de um certo ângulo através de sistema pneumático (Figura 14). O ajuste desse ângulo é feito em toda a gama de rotação do motor, de maneira a variar a velocidade dos gases de escape ao incidir com a turbina.

Figura 14. Sistema de controle das palhetas móveis.



Fonte: CEPRA – Sobrealimentação (2000).

Quando em baixas rotações de operação do motor, a vazão de gases de escape é menor, portanto as palhetas permanecem mais fechadas, simulando uma câmara de área mais reduzida, o que provoca o aumento da velocidade dos gases e aceleração da turbina e conseqüentemente um aumento da pressão de sobrealimentação, fazendo com que o torque aumente.

Quando o motor se encontra em altas rotações, o fluxo de gases de escape é maior, portanto as palhetas se abrem, permanecendo mais próximas à turbina e aumentando a área de passagem dos gases. Isso faz com que a velocidade dos gases de escape incidentes na turbina seja menor, mantendo a pressão de sobrealimentação estável e conseqüentemente um torque elevado. A Figura 15 mostra o funcionamento de um turbocompressor de geometria variável segundo o regime do motor, como discutido anteriormente.

Figura 15. Funcionamento do turbocompressor de geometria variável segundo o regime do motor.



Fonte: <http://www.oficinabrasil.com.br/noticia/tecnicas/turboalimentador-acionado-por-gas-de-escape-diagnosticos-e-regulagens>

Durante a desaceleração do motor, devido a menor demanda por pressão de sobrealimentação, as palhetas se abrem totalmente, reduzindo assim a velocidade da turbina. Quando se atinge a pressão máxima, as palhetas se abrem gradativamente, de maneira a reduzir a velocidade dos gases de escape, reduzindo também a velocidade da turbina e a pressão de sobrealimentação.

O sistema pneumático que atua sobre as palhetas para o controle da pressão é controlado por uma unidade eletrônica, que dispõe de vários sensores que informam as condições de funcionamento do motor, tais como pressão do turbocompressor, temperatura do ar de admissão, velocidade de rotação, pressão atmosférica, etc.

### 3.5.1.2 Downsizing em Motores ICE

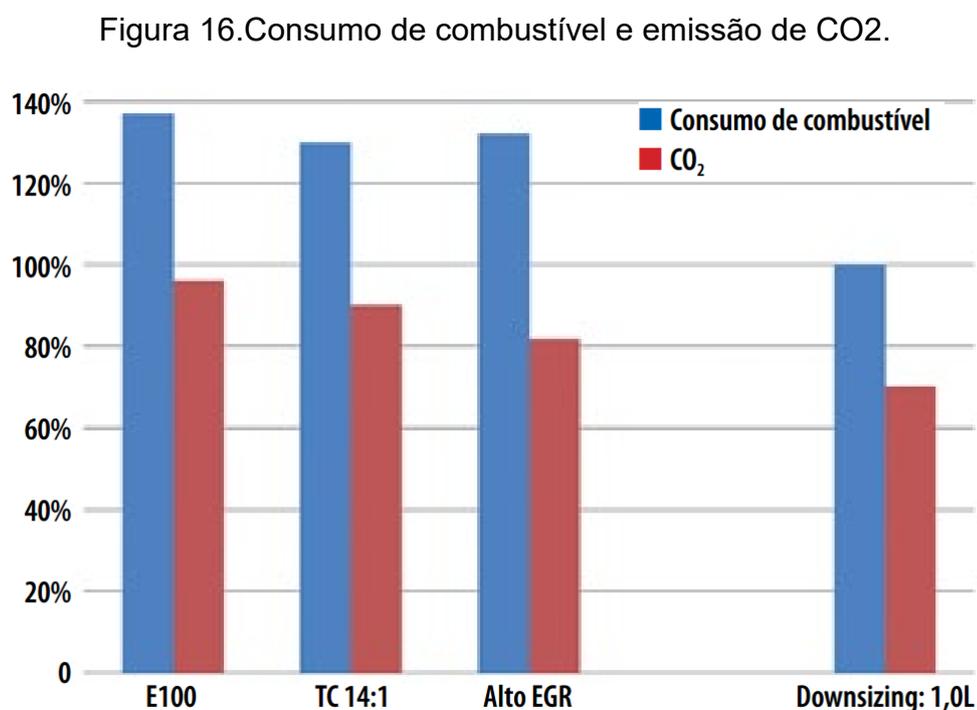
A indústria automotiva enfrenta atualmente um cenário muito desafiador, tendo que se atentar as legislações de controle de emissão de poluentes, ao aumento do preço do combustível e na constante busca em carros de maior eficiência. Com isso, a indústria tem investido consideravelmente em pesquisa e desenvolvimento na busca de novas tecnologias que permitam aos automóveis reduzir a emissão de poluentes e consumo de combustível.

Para alcançar esses objetivos vem se aplicando na indústria automotiva o chamado “Downsizing”, que é simplesmente a substituição de motores de maior

cilindrada por motores de menor cilindradas turboalimentados, sem o comprometimento do torque ou da potência.

Com isso podemos fazer a substituição de motores V8 por motores V6, e esses podem ser substituídos por motores 4 cilindros, que por sua vez podem ser substituídos por motores 3 cilindros, tudo isso levando em consideração que não existe perda de desempenho.

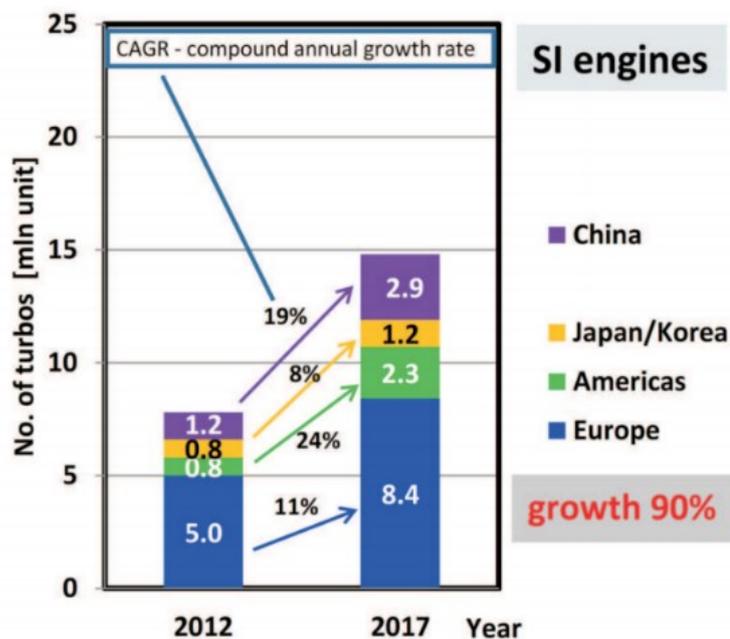
De acordo com Tomanik e Uehara (2014), dentre os métodos para ganho de eficiência energética, tais como taxa de compressão elevada e variável, adoção do EGR (recirculação dos gases de escape), o método que obteve melhor resultado foi o “Downsizing”, que apresentou menor consumo de combustível e emissão de CO<sub>2</sub>, como é mostrado na Figura 16.



Fonte: Tomanik e Uehara (2014)

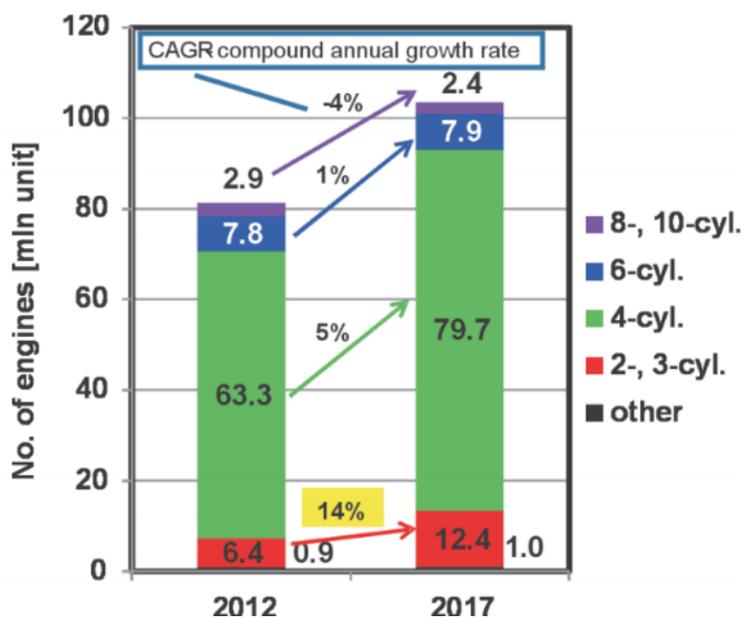
No estudo feito por PIELECHA, I. et al. (2014) são mostrados dados importantes a respeito do crescimento do “Downsizing”, apresentados nas Figuras 17 e 18.

Figura 17. Número de motores produzidos e a alteração no número de cilindros durante os anos de 2015 e 1017.



Fonte: PIELECHA, I. et al. (2014)

Figura 18. Número de motores de ignição por centelha produzidos com sistema de turboalimentação.



Fonte: PIELECHA, I. et al. (2014)

Com isso pode-se afirmar que o “Downsizing” é o futuro dos motores de combustão interna.

### 3.5.2 Compressores Mecânicos

A sobrealimentação através de compressores volumétricos (ou compressores de deslocamento positivo) ou dinâmicos já é utilizada há muito tempo na indústria automobilística. O conceito do “*supercharger*” (compressor mecânico) foi patenteado em 1885, por Gottfried Daimler.

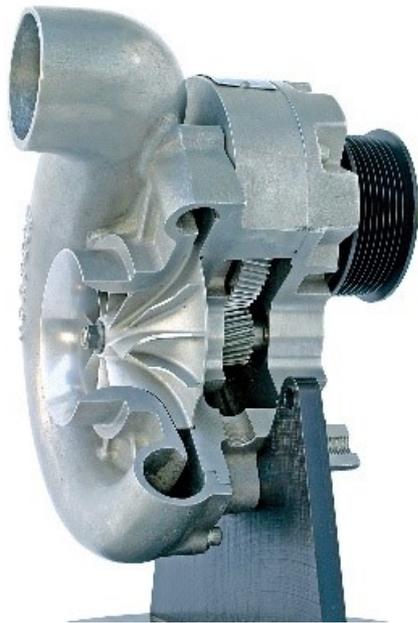
Esse sistema de sobrealimentação é acionado de forma mecânica, onde o compressor é ligado ao motor (eixo virabrequim) por meio de correias, correntes ou engrenagens. Dessa forma, de acordo com Brunetti (2012), o compressor é uma carga parasita e consome parte da potência do motor, chegando a aproximadamente 15% da potência efetiva em motores automotivos, mas esses valores podem mudar de acordo com o tipo de compressor usado em virtude da sua eficiência.

Existem vários tipos de compressores mecânicos, todos baseados no aumento da eficiência volumétrica, entre eles podemos citar os compressores tipo lóbulos (Roots), os do tipo parafuso (Lysholm), os do tipo palheta, os do tipo G, e os do tipo centrífugo.

#### 3.5.2.1 Compressores Centrífugos

Esse tipo de compressor é idêntico ao compressor utilizado no turbocompressor, diferenciando-se somente pelo mecanismo de acionamento, que aqui é feito de maneira análoga aos outros compressores mecânicos. Esse compressor é conectado a um eixo central que leva a uma caixa de engrenagens responsável pelo aumento da rotação do impulsor, essa caixa de engrenagens é conectada a uma polia que liga ao eixo virabrequim através de correias. Abaixo, na Figura 19 é possível observar um compressor desse tipo.

Figura 19. Compressor Centrífugo.



Fonte: <http://www.vortechsuperchargers.com/page.php?id=656>

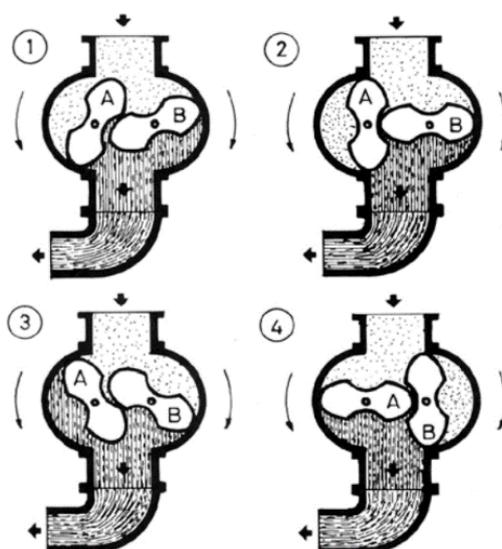
Em geral os compressores centrífugos apresentam boa eficiência volumétrica, chegando a 93%, necessitando de um torque de acionamento baixíssimo, sendo assim, esse tipo de compressor volumétrico foi escolhido para estudado nesse trabalho quando se tratar do método de sobrealimentação por compressores mecânicos.

### 3.5.2.2 *Compressores de Lóbulos (Roots)*

Os compressores do tipo lóbulos, mais conhecidos como compressores do tipo Roots são os mais utilizados na indústria.

Esse tipo de compressor é composto de dois rotores contendo dois, três ou quatro lóbulos que se entrelaçam entre si, mas que nunca se tocam. Os rotores do compressor são apoiados sobre eixos que são conectados a rodas dentadas que giram na mesma velocidade dos rotores, porém, em sentidos contrários, permitindo que os lóbulos bombeiem o ar conjuntamente como é possível notar na Figura 20.

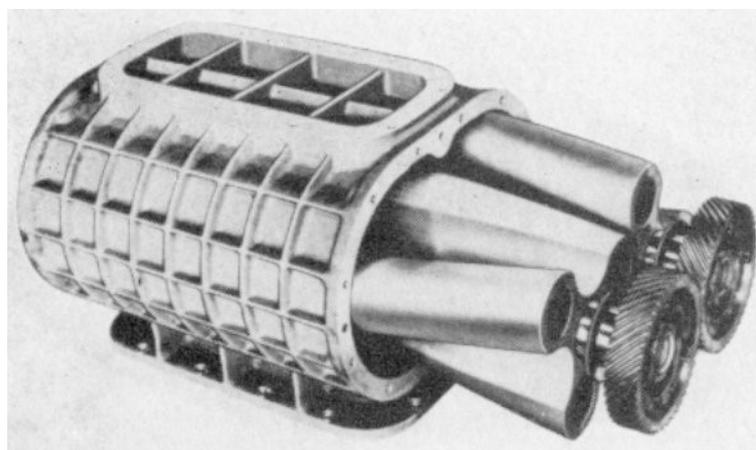
Figura 20. Funcionamento Roots.



Fonte: CEPRA – Sobrealimentação (2000).

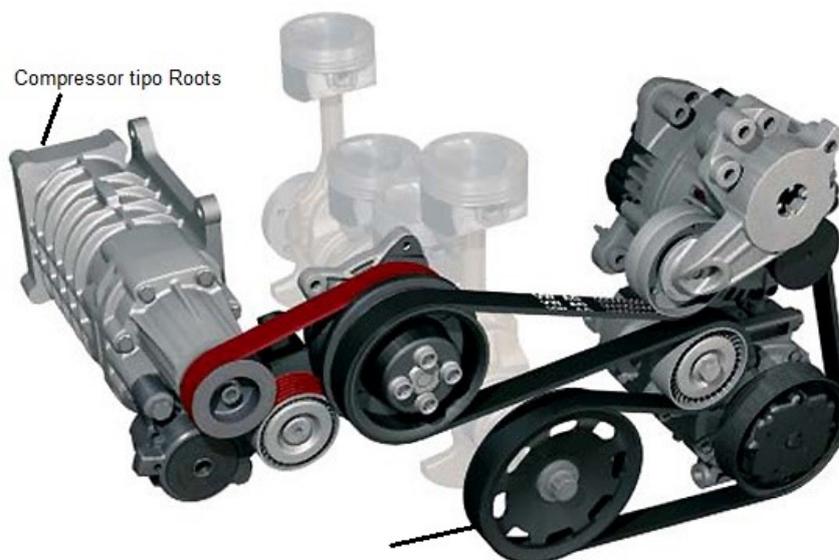
O ar succionado pela admissão do compressor através da rotação dos lóbulos A e B não flui através dos rotores, e sim em torno do mesmo, no espaço vazio entre a carcaça e os rotores. É importante lembrar que esse equipamento não é na verdade um compressor, uma vez que o mesmo apenas bombeia o ar que que será comprimido no coletor de admissão, devido a maior quantidade de ar que chega no coletor de admissão em relação ao consumo de ar do motor, o que gera o aumento da pressão. Nas Figuras 21 e 22 é possível observar um compressor do tipo Roots, bem como o sistema de montagem do mesmo.

Figura 21. Compressor Roots.



Fonte: <http://sdrm.info/>

Figura 22. Esquema de montagem do compressor Roots.



Fonte: <http://suzanecarvalho.blogosfera.uol.com.br/2012/09/06/o-que-ha-por-dentro-do-motor-do-a1-sport-que-tem-185-cv/>

De acordo com Jim Middlebrook, o compressor tipo Roots oferece um desempenho razoável a baixas pressões (sobrepresão de 5-6 PSI em uma atmosfera de 14,7 PSI), podendo apresentar uma boa eficiência volumétrica, mas já em altas pressões, metade da potência de entrada do compressor seria para produzir calor, o que indicaria uma eficiência adiabática na ordem de 50% ou menos.

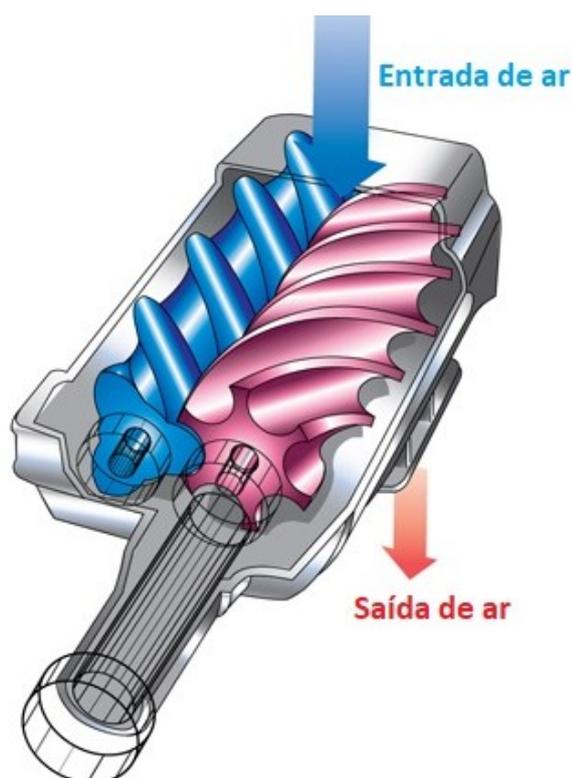
O trabalho sobre sobrealimentação de automóveis realizado por Pinto e Valente, mostra que em um compressor que trabalha com rotores de 2 lóbulos, para se gerar uma sobrepresão de 0,6 bar é preciso uma potência para acionamento do compressor igual a 12,2 cv, já para um rotor de 3 lóbulos necessitasse somente de 8 cv.

Em geral o rendimento do compressor Roots não é alto, chegando no máximo 50% ou pouco acima disso, onde a altos regimes de rotação do motor produz altas temperaturas no compressor, que faz cair ainda mais o rendimento, além disso, quando em baixas rotações de operação tendem a “pulsar”. Esse tipo de compressor (apesar de ser usado em motores de pequeno porte) é indicado para motores de grande cilindrada, que necessitem de baixa pressão de sobrealimentação, pois são capazes de gerar grande volume de ar e trabalhar vários anos sem necessitar de qualquer tipo de manutenção.

### 3.5.2.3 Compressores Tipo Parafuso (Lysholm)

Esse tipo de compressor apresenta rendimento altos, de até 90%, entretanto é muito grande e caro (Brunetti, 2012). Abaixo, na Figura 23 é mostrado um compressor desse tipo.

Figura 23. Compressor Parafuso.



Adaptada de: <http://auto.howstuffworks.com/supercharger3.htm>

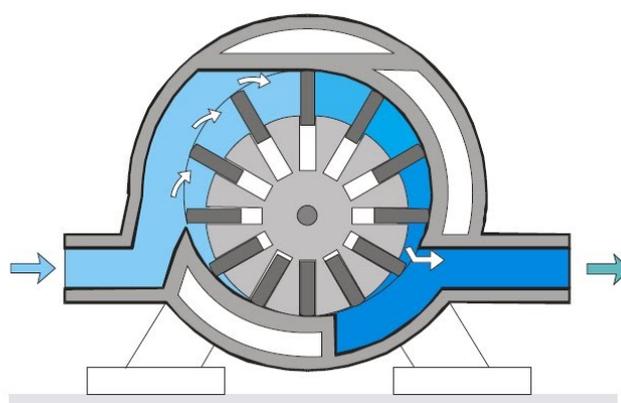
Diferentemente dos compressores tipos roots, o ar aqui é comprimido entre os dois rotores, sendo um deles com vales e o outro com lóbulos, dessa forma, durante o movimento de rotação dos rotores a área entre seus fusos é reduzida, fazendo com que o ar seja comprimido.

Os compressores parafuso são capazes de gerar altas pressões em relação aos compressores tipo roots e fornecer vazões de ar relativamente boas, além disso, possui respostas mais lineares, sendo assim, sua aplicação é ampla, sendo o alvo de escolha quando se trata de motores de grande desempenho.

### 3.5.2.4 Compressores Tipo Palheta

Esse compressor se mostra eficiente volumetricamente, podendo chegar a rendimentos em torno de 90%, porém, tem como desvantagem a lubrificação interna, que é necessária, fazendo com que o lubrificante se misture ao ar que é queimado no motor. A Figura 24 mostra um esquema desse tipo de compressor.

Figura 24. Compressor tipo Palheta.



Fonte: <http://industrial-automatica.blogspot.com/2010/08/compressores-neumaticos.html>

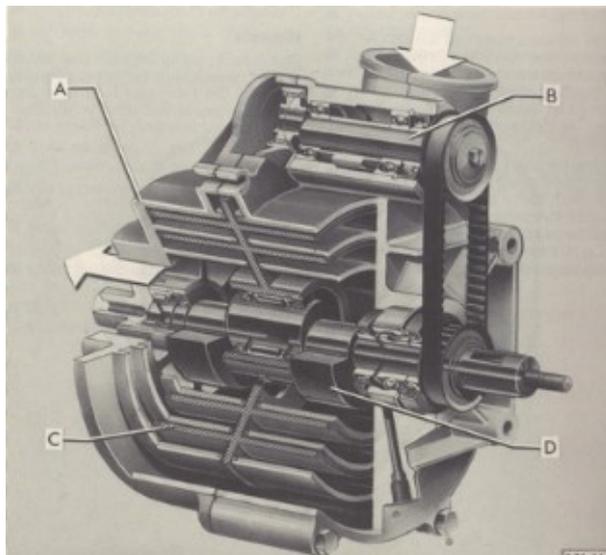
Esse tipo de compressor é composto por um cilindro excêntrico em relação a carcaça, onde são colocadas diversas palhetas nos rasgos que se prolongam em todo o comprimento do cilindro. Quando o cilindro gira as palhetas se movem ao longo do rasgo devido a força centrífuga, de modo a permanecerem sempre em contato com a carcaça. Dessa forma, devido a excentricidade do cilindro o compartimento entre as palhetas se reduz à medida que o movimento acontece, aumentando a pressão do ar. O compressor de palhetas fornece pouca vazão de ar, mas consegue altas pressões e geralmente é utilizado em motores de pequeno porte.

### 3.5.2.5 Compressores Tipo G (Espiral)

Esse tipo de compressor é formado por espirais fixas e móveis que juntas formam as câmaras de compressão em forma semelhante a letra "G". Esse conjunto de espirais móveis não giram dentro da carcaça, mas realizam um movimento excêntrico, que suga e empurra o ar exterior contra as espirais fixas, desse modo, o

ar é comprimido devido ao movimento descentralizado que causa a redução do volume da câmara. A Figura 25 mostra um compressor tipo “G” em corte.

Figura 25. Compressor tipo “G”.



Fonte: <http://gavryy.tripod.com/id1.html>

O compressor tipo “G” fornece altas pressões, em torno de 1,8 bar para uma pressão atmosférica de 1 bar, além disso apresenta um funcionamento mais silencioso, porém, o uso desse tipo de compressor caiu em desuso devido aos problemas de lubrificação que o mesmo apresenta.

### 3.5.3 Turbocompressores x Compressores Centrífugos

Ambos os sistemas de sobrealimentação de motores possuem vantagens e desvantagens, mas nem sempre é fácil determinar qual é a melhor opção para cada situação, pois isso depende de uma série de fatores.

Os turbocompressores permitem um aumento significativo da potência sem aumentar muito seu peso e tamanho, pode-se ainda obter uma economia em torno de 20% em relação a um motor naturalmente aspirado de mesma potência, além disso, nota-se uma redução na emissão de poluentes considerável. Os turbocompressores se mostram mais eficientes em relação aos superchargers porque para utiliza uma energia que normalmente seria desperdiçada, transformando-a em trabalho que é

utilizado no compressor para gerar a pressão desejada. Talvez um ponto importante a se considerar é baixo investimento necessário para instalação de um turbo no motor, o que o torna bem atraente.

Por outro lado, existe um *turbo lag*, onde a baixas rotações do motor, o fluxo de ar que atravessa a turbina não é suficiente para gerar uma sobrepressão efetiva, por isso normalmente os turbos só se apresentam de maneira eficaz em faixas de rotações acima de 2500 rpm. Outro ponto negativo é o fato de normalmente não operarem em todas a faixa de rotação do motor, como acontece nos compressores mecânicos. Os turbocompressores são equipamentos delicados, sendo assim, necessitam de atenção especial, principalmente com a lubrificação (não deve ser desligado após o trabalho do sistema, sob a possibilidade de “fritar” devido à falta de lubrificante), pois uma vez que o equipamento apresenta defeito, seu custo de manutenção é elevado.

A maior vantagem do supercharger é o fato de poder acioná-los em qualquer faixa de operação do motor, não apresentando, portanto, um lag como acontece nos turbos, com isso, pode-se obter uma alta pressão (sem necessitar de válvula reguladora de pressão como nos turbos) ainda em baixos regimes de funcionamento do motor. Além disso, apresentam em geral uma robustez muito grande, não necessitando de uma manutenção tão intensiva como nos turbos, e dependendo do tipo de supercharger o custo para a instalação do mesmo é convidativa.

Como desvantagem os superchargers geralmente apresentam um consumo de combustível alto quando operam em marcha lenta, pois ao contrário dos turbos, permanecem em funcionamento em todas as faixas de rotação do motor, hoje já existem alguns fabricantes que utilizam polias com cubo eletromagnético que desliga o sistema quando o mesmo não é necessário (como acontece quando motor opera em marcha lenta). Outra desvantagem é o fato de serem significativamente menos eficientes que os turbocompressores, consumindo para o seu funcionamento aproximadamente 15% da potência do motor, além de, na maioria das vezes, serem equipamentos pesados, agregando ainda mais peso ao motor.

## 4. DESENVOLVIMENTO

### 4.1 MÉTODO COMPUTACIONAL

No presente trabalho foi utilizado um software de simulação de motores de simples interface de utilização, que gera resultados rápidos e sólidos. O software é muito utilizado por aqueles que realizam modificações em motores, e leva em consideração diversas propriedades importantes do motor em estudo, que serão apresentadas ao longo desse trabalho.

Esse software utiliza o método “*Filling-and-Emptying*” para simulação de potência do motor. Com esse método é possível prever com precisão as variações dos efeitos na câmara de combustão em função do tempo, a transferência de calor, o fluxo de retorno para o sistema de admissão e fricção no escoamento do fluxo de ar com as paredes do motor.

Ao dividir o fluxo de admissão e de escape em uma série finita de seções (volumes de controle) e analisar o fluxo de massa dentro e fora de cada seção em cada grau de rotação do virabrequim, pode-se obter com precisão as pressões médias dentro das seções do sistema de admissão e escape, mas não pode explicar variações na pressão dentro dessas seções devido a efeitos dinâmicos de gás.

Neste método, o motor e seus subsistemas são representados como uma série de volumes de controle, onde existe a troca de massa, calor e trabalho. A lei dos gases ideais e os princípios de conservação de massa e energia são aplicados para prever o desempenho do motor. As propriedades do gás são calculadas usando equações polinomiais de temperatura e pressão. O incremento do método computacional é bastante pequeno, isto é, assumisse ângulos de manivela de um grau ou menos, durante o qual são assumidas condições quase constante para as propriedades termodinâmicas.

O resultado do método é um conjunto de equações diferenciais ordinárias não lineares de primeira ordem, e as condições no cilindro e nos coletores de admissão e escape são determinados através da resolução dessas equações diferenciais. O método repete toda essa análise de fluxo para cada ponto de rpm, no qual a potência e o torque devem ser previstos. Como resultado, o software acumula as curvas de energia do motor, calculando e depois desenhando um ponto por vez.

O modelo “*Filling-and-Emptying*” é capaz de prever a variação da potência em função da rotação do motor, entretanto o modelo não é capaz de analisar os efeitos de inércia das partículas de gás.

#### 4.2 MÉTODO MATEMÁTICO

Primeiramente antes de simular um motor sobrealimentado, deve-se ter em mãos dois parâmetros fundamentais, o fluxo de ar necessário para obter a potência desejada e a pressão absoluta requerida para alcançar o nível de potência desejado. Porém, para determinar esses dois parâmetros, deve-se, primeiramente, conhecer as seguintes informações:

- (HP) - Potência desejada na rotação desejada (HP);
- (N) – Rotação (rpm)
- (BSFC) - Consumo específico de combustível ( $\frac{lb}{HP*hr}$ );
- (A/F) - Relação ao combustível;
- (R) - Constante do ar;
- (Tm) - Temperatura média no coletor de admissão (°F);
- (VE) - Eficiência volumétrica;
- (Vd) - Volume de deslocamento (in<sup>3</sup>);
- (Patm) Pressão atmosférica (PSI);

Tendo esses parâmetros em mãos, é possível determinar o fluxo de ar através da equação 1:

$$wa = HP \cdot \frac{A}{F} \cdot \frac{BSFC}{60} \quad \left[ \frac{lb}{min} \right] \quad \text{Equação 1}$$

É importante lembrar que o BSFC expressa a quantidade de combustível em  $\frac{lb}{h}$  necessário ao motor para se produzir 1 HP de potência. Esse parâmetro varia em função do tipo de combustível utilizado e da eficiência do motor. Para motores modernos a gasolina, esse valor varia de 0,5 a 0,6, nesse trabalho foi definido como 0,55.

A relação ar/combustível representa quantas partes em massa de ar é necessária para queimar completamente uma parte de combustível. Usualmente para motores a gasolina a relação estequiométrica (onde ocorre combustão completa) é de 14,6:1 ou seja, 14,6 partes de ar para 1 parte de combustível. Para motores sobrealimentados à gasolina são utilizadas misturas levemente ricas, na faixa de 12:1, que foi o valor considerado para os cálculos nesse trabalho.

Agora pode-se determinar a pressão requerida através da equação 2:

$$MAPreq = \frac{wa \cdot R \cdot (460 + Tm)}{VE \cdot N / 2 \cdot Vd} \quad [ PSI ] \quad \text{Equação 2}$$

A temperatura média no coletor de admissão varia em função do regime de operação do motor e da utilização ou não de um intercooler. Para motores sem intercooler a temperatura varia de 175 a 300 °F, enquanto para motores equipados com intercooler esses valores ficam por volta de 100 a 130 °F. Neste trabalho foi adotado o uso de intercooler, e a temperatura média no coletor de admissão foi assumida como 130 °F.

A eficiência volumétrica para motores equipados com duas válvulas por cilindro varia de 88 a 95%, nesse trabalho foi considerado o valor de 92%.

O chamado *boost*, ou pressão no turbo, como é usualmente conhecida, é a pressão manométrica, ou seja, a diferença entre a pressão absoluta (pressão absoluta requerida para alcançar o nível de potência desejado -  $MAPreq$ ) e a pressão atmosférica, sendo assim, determina-se o *boost* através da equação 3:

$$Boost = MAPreq - Patm \quad [ PSI ] \quad \text{Equação 3}$$

Como dito anteriormente, a razão de pressão é definida como a pressão de saída absoluta (no coletor de admissão) dividida pela pressão de entrada absoluta do compressor, porém, existem perdas ao longo desse caminho, de modo que a pressão real no coletor de admissão poder definida através da equação 4:

$$P2c = MAPreq + \Delta P_{loss2} \quad [ PSI ] \quad \text{Equação 4}$$

A perda de carga no coletor de admissão ( $\Delta P_{loss2}$ ) é um parâmetro complexo, sendo necessário uma bancada de teste para determinação do mesmo, sendo assim, como não é possível tal situação, a restrição no coletor de admissão foi considerada como 1 PSI, valor comumente utilizado nesse tipo de simulação.

De maneira análoga, a pressão na admissão do compressor pode ser definida pela equação 5:

$$P_{1c} = P_{atm} + \Delta P_{loss1} \quad [ PSI ] \quad \text{Equação 5}$$

A perda de carga devido ao filtro de ar e dutos de admissão ( $\Delta P_{loss2}$ ), assim como no caso anterior, é de difícil obtenção, sendo assim também foi considerada como 1PSI, que é um valor coerente.

Feito isso, pode-se determinar a razão de pressão através da equação 6:

$$r = \frac{P_{2c}}{P_{1c}} \quad \text{Equação 6}$$

Definido o fluxo de ar necessário para obter a potência desejada e a pressão absoluta requerida para alcançar o nível de potência desejado, pode-se selecionar o compressor através do mapa de eficiência do mesmo.

#### 4.3 ESCOLHA DO MOTOR PARA ANÁLISE

O motor escolhido como referência para análise com o modelo computacional foi o motor da fabricante Volkswagen que pertence à família de motores da linha EA111 que hoje equipa os carros da linha o gol, apresentado na Figura 26.

Figura 26. Motor EA111 1.6L.



Fonte: Desconhecida.

#### 4.4 CARACTERÍSTICAS DO MOTOR

A quantidade de informações sobre os motores que é encontrada na literatura é bastante limitada, pois são dados de projeto que as fabricantes normalmente não disponibilizam ao público. Na Tabela 1, encontra-se alguns dos dados encontrados na literatura para o motor selecionado.

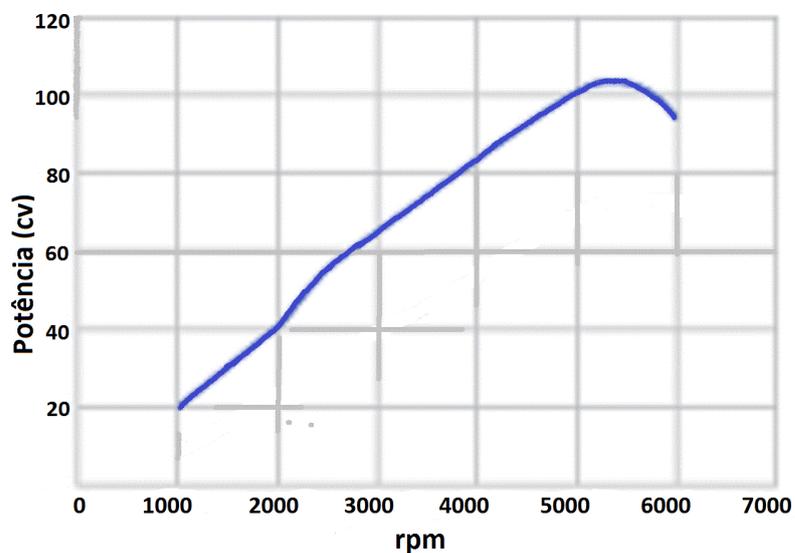
Tabela 1. Característica do motor em análise.

Código do motor	EA111
Aspiração	Natural
Cilindrada	1598 cm <sup>3</sup>
Número de cilindros	4 em linha
Diâmetro dos cilindros	76,5 mm
Curso dos pistões	86,9 mm
Taxa de compressão	12,1:1
Válvulas por cilindro	1 na admissão: 34,5 mm 1 na exaustão: 28,0 mm
Alimentação	Injeção multiponto
Comando de válvulas	Simplex no cabeçote, correia dentada
Potência	104 cv (A); 101 cv (G) a 5250 rpm
Torque	15,6 kgf*m (A); 15,4 kgf*m (G) a 2500 rpm

#### 4.5 CURVAS CARACTERÍSTICAS DO MOTOR

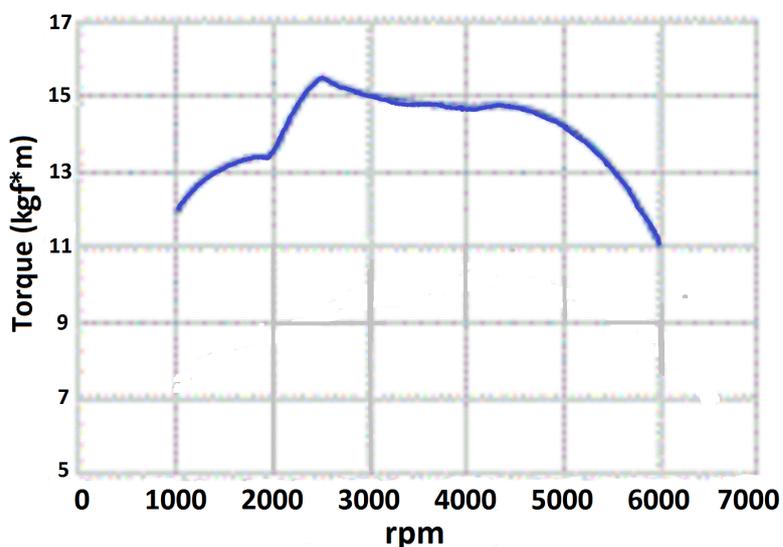
Como dito anteriormente, as curvas de torque e potência representam o comportamento do motor em relação ao seu regime de rotação. Tais curvas são amplamente utilizadas para conferir as características de desempenho, durabilidade e confiabilidade dos motores. Nas Figuras 27 e 28 são apresentadas as curvas de torque e potência disponibilizadas pela fabricante.

Figura 27. Curva de potência do motor EA111 1.6L de acordo com a fabricante.



Fonte: Volkswagen

Figura 28. Curva de torque do motor EA111 1.6L de acordo com a fabricante.



Fonte: Volkswagen

## 4.6 VALIDAÇÃO DO MÉTODO

Para efeito de validação do modelo, primeiramente foi feita a simulação do motor original, transportando os parâmetros conhecidos do motor para o software, que chegou as seguintes curvas de torque e potência mostradas nas Figuras 29 e 30.

Figura 29. Curva de potência do motor EA111 1.6L simulado no software.

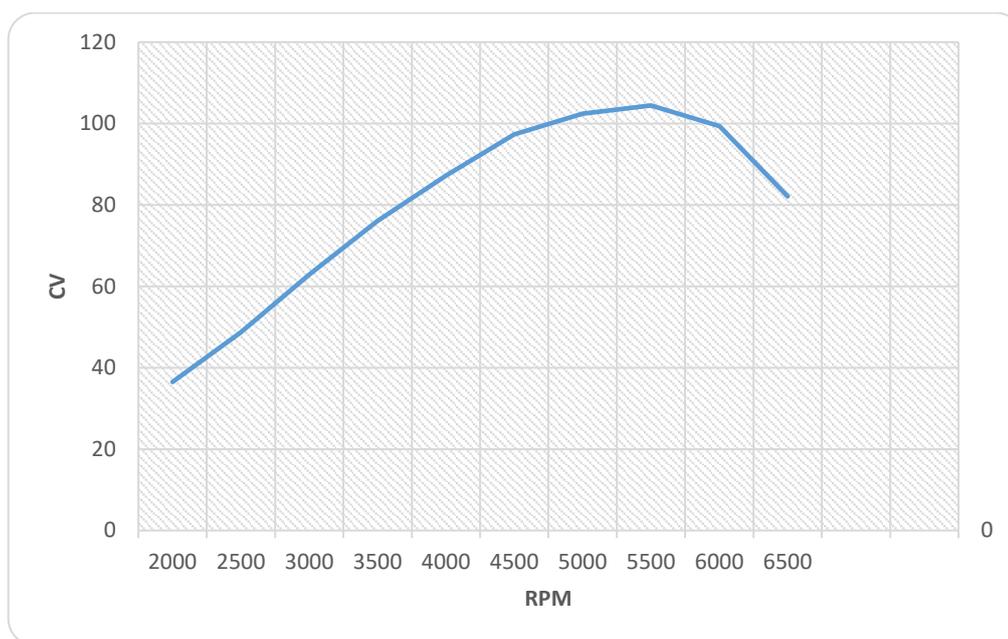
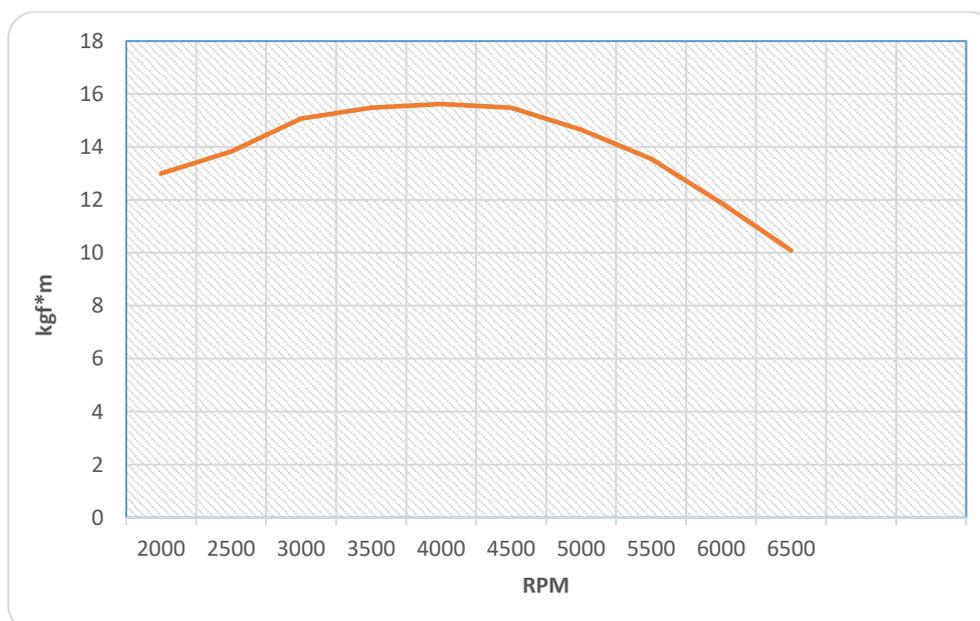
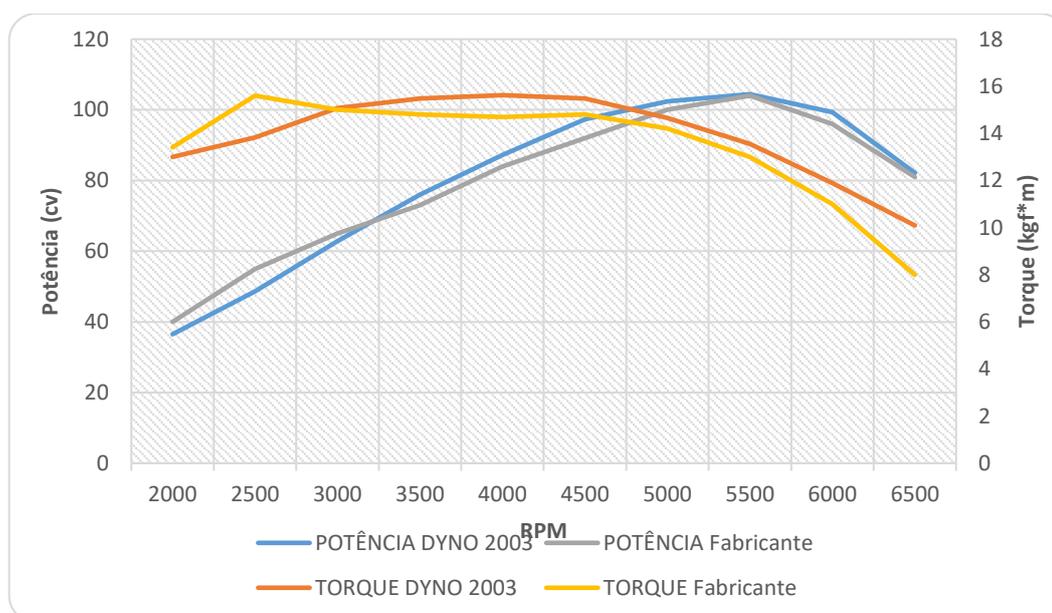


Figura 30. Curva de torque do motor EA111 1.6L simulado no software.



Na Figura 31, é possível observar as curvas de torque e potência divulgadas pela fabricante) e determinadas a partir do software de simulação de motores.

Figura 31. Curvas de torque e potência do motor EA111 1.6L simulado no software e divulgadas pela fabricante.



Na Tabela 2 nota-se melhor os resultados mostrados na Figura 31.

Tabela 2. Comparação do torque e potência obtidos na simulação com os dados divulgados pela fabricante.

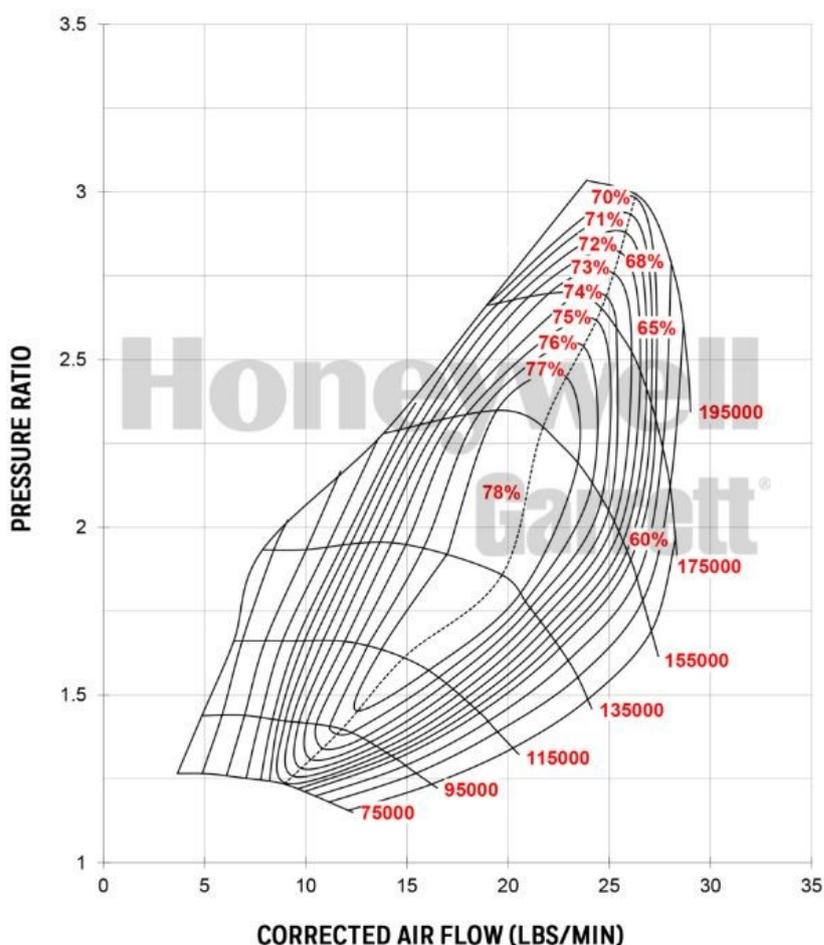
<b>RPM</b>	<b>Potência software (HP)</b>	<b>Potência Fabricante (HP)</b>	<b>Desvio</b>	<b>Torque software (kgf*m)</b>	<b>Torque Fabricante (kgf*m)</b>	<b>Desvio</b>
2000	36	40	9%	13,0	13,4	3%
2500	49	55	12%	13,8	15,6	11%
3000	63	65	3%	15,1	15	0%
3500	76	73	4%	15,5	14,8	5%
4000	87	84	4%	15,6	14,7	6%
4500	97	92	6%	15,5	14,8	5%
5000	102	100	2%	14,7	14,2	3%
5500	104	104	0%	13,5	13	4%
6000	99	96	3%	11,9	11	8%
6500	82	81	1%	10,1	8	26%

Comparando as curvas e valores de torque e potência divulgadas pela fabricante com as curvas adquiridas na simulação, é possível dizer, que de fato o software traduz satisfatoriamente as propriedades do motor, devido à proximidade dos valores obtidos através da simulação com os valores divulgados pela fabricante.

#### 4.7 SELEÇÃO DOS SOBREALIMENTADORES

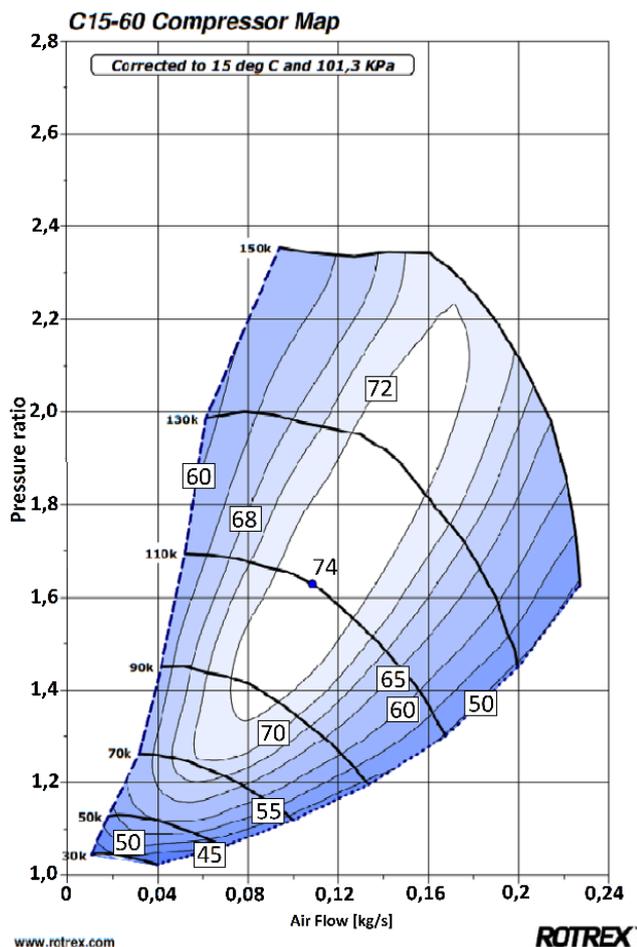
Para simulação do motor com sobrealimentação foram escolhidos dois equipamentos, um turbocompressor modelo GT2252 da fabricante GARRET e um compressor centrífugo modelo C15-60 da fabricante ROTREX. Abaixo, nas Figuras 32 e 33 seguem os mapas dos compressores de ambos os equipamentos.

Figura 32. Mapa do compressor do turbocompressor Garret.



Fonte: <https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbochargers/gt2252>

Figura 33. Mapa do compressor centrífugo ROTREX C15-60.



Fonte: <http://www.rotrex.com/Home/Products/Fixed-Ratio-Superchargers>

#### 4.8 IMPLEMENTAÇÃO DO MÉTODO

Agora que já foi apresentado o método computacional e matemático, e selecionado os sobrealimentadores, pode-se transferir os parâmetros do motor e do sobrealimentador para o software.

Primeiramente foi realizada a simulação via software comparando o desempenho do motor equipado com turbocompressor e compressor centrífugo com base em um valor predefinido de pressão requerida ( $MAP_{req}$ ), sendo admitidos os valores de  $0,7 \text{ kgf/cm}^2$  e  $1,0 \text{ kgf/cm}^2$ . Seguindo o método matemático de forma inversa e assumindo o valor do  $MAP_{req}$ , pode-se obter o valor do boost, e a partir daí determinar o fluxo de ar e a razão de pressão. Foram feitos na seguinte ordem:

- Caso 1: Comparação entre Turbocompressor e Compressor Centrífugo com Boost de 0,7 kgf/cm<sup>2</sup>;
- Caso 2: Comparação entre Turbocompressor e Compressor Centrífugo com Boost de 1,0 kgf/cm<sup>2</sup>.

Como dito no anteriormente, o trabalho em um ciclo termodinâmico desenvolvido no fluido ativo é igual a área do ciclo desenhada pelo diagrama  $p - V$ , no entanto se esse trabalho for igual ao trabalho desenvolvido por uma pressão aplicada sobre a cabeça do cilindro durante o seu curso, dizemos que essa pressão é a pressão média efetiva. A pressão média efetiva indicada pode ser definida através da Equação 7.

$$IMEP = BMEP + FMEP + PMEP \quad \text{Equação 7}$$

Onde:

- IMEP: Pressão Média Efetiva Indicada
- BMEP: Pressão Média Efetiva de Eixo
- FMEP: Pressão Média Efetiva de Fricção
- PMEP: Pressão Média Efetiva de Bombeamento

A pressão média efetiva de bombeamento pode ser tomada como a pressão necessária ao bombeamento do fluido na admissão e escape, já a pressão média efetiva de fricção como o próprio nome diz refere-se as perdas de atrito no motor. A pressão média efetiva indicada pode ser tomada como a pressão gerada nos cilindros durante a combustão, e por último, a pressão média efetiva de eixo nada mais é que a pressão gerada durante a combustão e que está disponível no eixo virabrequim.

A pressão media efetiva é muito importante quando se quer saber a eficácia com que o motor aproveita a sua cilindrada, pois ela representa o trabalho por unidade de cilindrada, entendendo-se então, que motores de desempenho semelhantes tenham pressões médias semelhantes, desse modo, é possível comparar o desempenho de motores, mesmo que de tamanhos e potências diferentes, ou seja, pode-se afirmar que o torque e potência são proporcionais a pressão média efetiva.

Visto isso, foi feita a simulação (software de simulação de motores) do desempenho do motor sobrealimentadores em questão quanto a pressão média

efetiva de eixo, para ganhos de potência em rotações específicas, ou seja, foi assumido um valor de potência desejado em uma certa rotação, onde conseqüentemente terá o mesmo valor de pressão média efetiva de eixo. As simulações em relação a pressão média efetiva foram feitas da seguinte maneira:

- Caso 3 – Comparação entre Turbocompressor e Compressor em relação a BMEP com ganho de Potência igual a 150 HP a 4500 rpm;
- Caso 4 – Comparação entre Turbocompressor e Compressor em relação a BMEP com ganho de Potência igual a 160 HP a 5500 rpm;
- Caso 5 – Comparação entre Turbocompressor e Compressor em relação a BMEP com ganho de Potência igual a 180 HP a 5500 rpm;
- Caso 6 – Comparação entre Turbocompressor e Compressor em relação a BMEP com ganho de Potência igual a 200 HP a 5500 rpm.

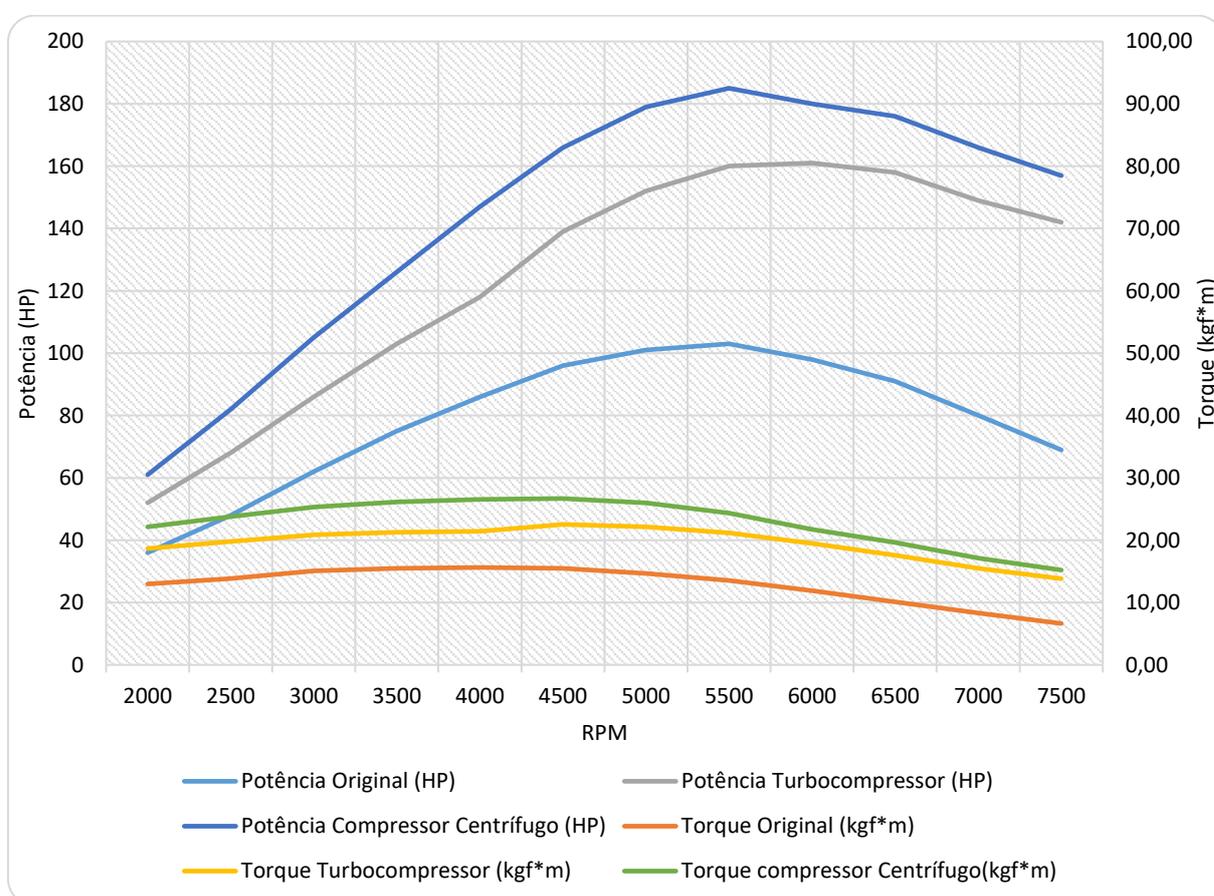
Vale lembrar que os valores de potência apresentados ao longo desse trabalho, determinados a partir da simulação com o software, referem-se à potência efetiva no eixo.

## 5. RESULTADOS

### 5.1 CASO1: COMPARAÇÃO ENTRE TURBUCOMPRESSORES E COMPRESSORES CENTRÍFUGOS COM BOOST DE 0,7 KGF/CM<sup>2</sup>

Primeiramente foi assumido um boost de 0,7 kgf/cm<sup>2</sup>. Foram obtidas as curvas de torque e potência de eixo, mostras na Figura 34.

Figura 34. Curva de torque e potência do motor EA111 1.6L com boost de 0,7 kgf/cm<sup>2</sup>.



No gráfico pode-se notar que o motor com compressor centrífugo apresentou torque e potência superiores ao motor com turbocompressor em toda a faixa de rotação. Tal fato ocorre devido à alta eficiência volumétrica e a maior pressão média efetiva de eixo (BMEP), obtida ao utilizar o compressor mecânico. Utilizando-se as Tabelas 3 e 4 pode-se comparar melhor esses resultados.

Tabela 3. Turbocompressor (Boost: 0,7 kgf/cm<sup>2</sup>).

RPM	Potência Original (HP)	Torque Original (kgf*m)	Potência Turbocompressor (HP)	Desvio	Torque Turbocompressor (kgf*m)	Desvio	Eficiência Volumétrica	BMEP (PSI)
2000	36	13,00	52	44%	18,66	44%	87%	212,3
2500	48	13,83	68	42%	19,77	43%	94%	224,4
3000	62	15,07	86	39%	20,88	39%	99%	236,4
3500	75	15,48	103	37%	21,29	38%	104%	241,7
4000	86	15,62	118	37%	21,43	37%	107%	243,7
4500	96	15,48	139	45%	22,54	46%	113%	255
5000	101	14,66	152	50%	22,12	51%	114%	250,5
5500	103	13,55	160	55%	21,15	56%	114%	240,3
6000	98	11,89	161	64%	19,49	64%	110%	220,8
6500	91	10,09	158	74%	17,56	74%	105%	200
7000	80	8,30	149	86%	15,48	87%	99%	175,7
7500	69	6,64	142	106%	13,83	108%	94%	156,5

Tabela 4. Compressor Centrífugo (Boost: 0,7 kgf/cm<sup>2</sup>).

RPM	Potência Original (HP)	Torque Original (kgf*m)	Potência Compressor Centrífugo (HP)	Desvio	Torque compressor Centrífugo (kgf*m)	Desvio	Eficiência Volumétrica	BMEP (PSI)
2000	36	13,00	61	69%	22,12	70%	101%	251,7
2500	48	13,83	82	71%	23,78	72%	110%	269,8
3000	62	15,07	105	69%	25,30	68%	119%	287,6
3500	75	15,48	126	68%	26,13	69%	127%	296,7
4000	86	15,62	147	71%	26,54	70%	132%	301,8
4500	96	15,48	166	73%	26,68	72%	137%	303
5000	101	14,66	179	77%	25,99	77%	138%	294,3
5500	103	13,55	185	80%	24,33	80%	138%	276,8
6000	98	11,89	180	84%	21,71	83%	132%	247,1
6500	91	10,09	176	93%	19,63	95%	128%	223,5
7000	80	8,30	166	108%	17,14	107%	121%	195,1
7500	69	6,64	157	128%	15,21	129%	116%	172,7

Nas Tabelas 3 e 4, pode-se observar que em toda a faixa de rotação o motor equipado com o compressor centrífugo apresentou maior pressão média efetiva, que como dito anteriormente, garante maior torque e potência. Nota-se que o motor equipado com o compressor centrífugo obteve uma média de 83% a mais de torque e potência em relação ao motor original e uma eficiência volumétrica média de 125%, já o motor equipado com turbocompressor obteve uma média de 57% a mais

de torque e potência em relação ao motor original e uma eficiência volumétrica média de 103%.

Pode-se notar ainda, o famoso “*turbo lag*”, que acontece quando o motor trabalha em baixa rotação, onde a quantidade de gases se escape que passam pela turbina é menor, dessa forma, a turbina não gera trabalho suficiente para que o compressor forneça uma pressão de sobrealimentação eficaz. Pela tabela acima, através da eficiência volumétrica, pode-se notar que o turbocompressor só começa a atuar de forma eficaz após os 3000 rpm, que é quando a eficiência volumétrica assume valores acima de 100%.

Pode-se ver que ao contrário do turbocompressor, o compressor centrífugo não sofre o chamado “*turbo lag*”, devido ao seu acionamento direto com o eixo virabrequim, apresentando disponibilidade de sobrealimentação eficaz em toda a faixa de rotação do motor.

Figura 35. Mapa do compressor do turbocompressor com boost de  $0,7 \text{ kgf/cm}^2$ .

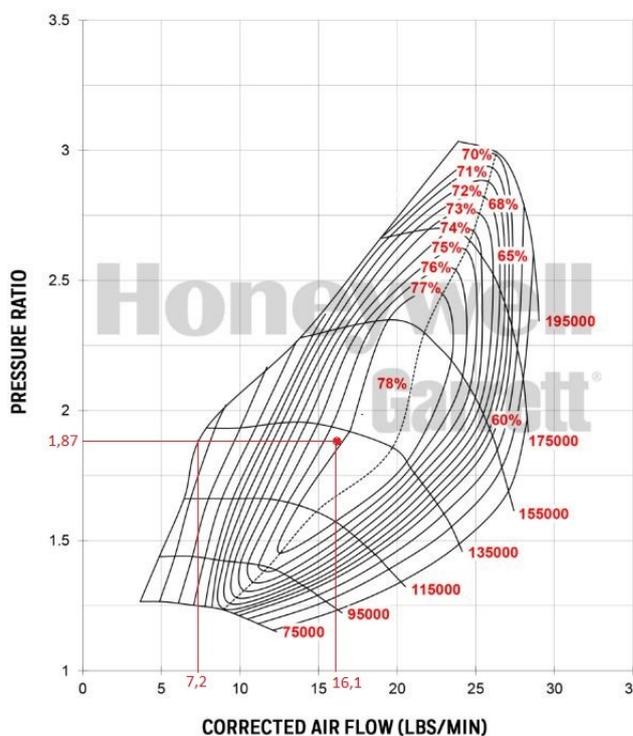
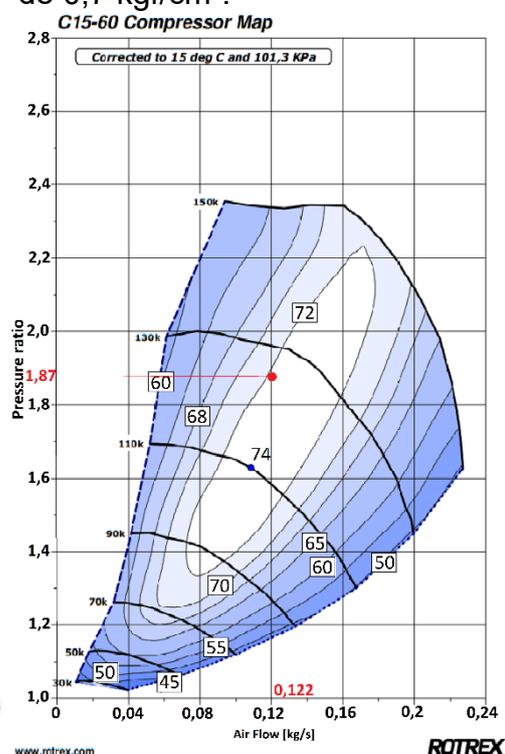


Figura 36. Mapa do compressor centrífugo com boost de  $0,7 \text{ kgf/cm}^2$ .

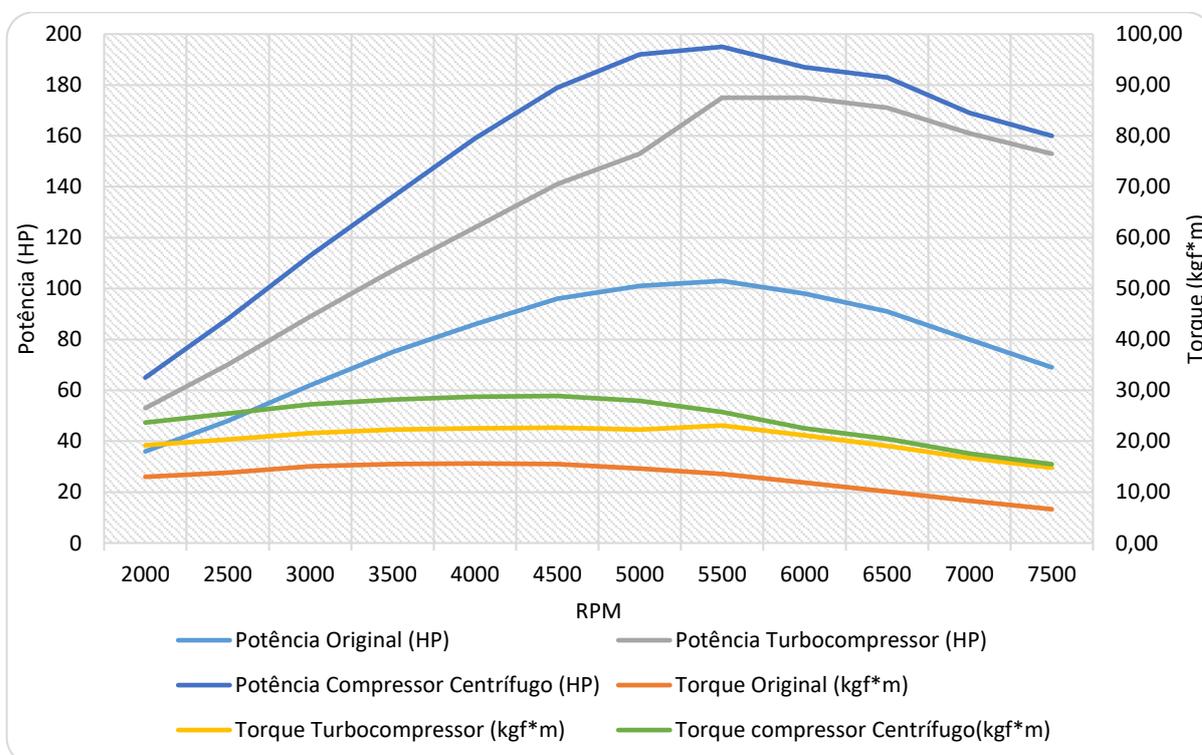


Analisando os mapas dos compressores, nas Figuras 35 e 36 pode-se ver que os pontos de operação estão localizados nas zonas de maior eficiência. É possível verificar ainda que as linhas limites (*Shock Line* e *Surge Line*) estão distantes desses pontos, o que garante uma margem de segurança, permitindo que o sobrealimentador trabalhe com uma faixa de rotação mais ampla, que favorece a dirigibilidade e durabilidade do sobrealimentador.

## 5.2 CASO 2: COMPARAÇÃO ENTRE TURBUCOMPRESSORES E COMPRESSORES CENTRÍFUGOS COM BOOST DE 1,0 KGF/CM<sup>2</sup>

Seguindo o mesmo método empregado na simulação anterior, e assumindo o boost como 1 kgf/cm<sup>2</sup>, obteve-se as seguintes curvas de torque e potência de eixo, mostradas na Figura 37.

Figura 37. Curva de torque e potência do motor EA111 1.6L com boost de 1,0 kgf/cm<sup>2</sup>.



Assim como na simulação anterior, a potência e o torque permanecem mais elevados para o compressor centrífugo em toda a faixa de rotação. Isso se deve a grande eficiência volumétrica e à maior BMEP.

Tabela 5. Turbocompressor (Boost: 1,0 kgf/cm<sup>2</sup>).

RPM	Potência Original (HP)	Torque Original (kgf*m)	Potência Turbocompressor (HP)	Desvio	Torque Turbocompressor (kgf*m)	Desvio	Eficiência Volumétrica	BMEP (PSI)
2000	36	13,00	53	47%	19,22	48%	88%	217,6
2500	48	13,83	70	46%	20,32	47%	96%	231,2
3000	62	15,07	89	44%	21,57	43%	102%	244,9
3500	75	15,48	107	43%	22,26	44%	107%	252,1
4000	86	15,62	124	44%	22,54	44%	111%	255,9
4500	96	15,48	141	47%	22,67	46%	114%	257,6
5000	101	14,66	153	51%	22,26	52%	115%	252,5
5500	103	13,55	175	70%	23,09	70%	121%	261,6
6000	98	11,89	175	79%	21,15	78%	119%	240,4
6500	91	10,09	171	88%	19,08	89%	114%	216,1
7000	80	8,30	161	101%	16,73	102%	107%	189,3
7500	69	6,64	153	122%	14,79	123%	101%	168,3

Tabela 6. Compressor Centrífugo (Boost: 1,0 kgf/cm<sup>2</sup>).

RPM	Potência Original (HP)	Torque Original (kgf*m)	Potência Compressor Centrífugo (HP)	Desvio	Torque compressor Centrífugo (kgf*m)	Desvio	Eficiência Volumétrica	BMEP (PSI)
2000	36	13,00	65	81%	23,64	82%	106%	268,6
2500	48	13,83	88	83%	25,44	84%	118%	289,2
3000	62	15,07	113	82%	27,24	81%	128%	309,7
3500	75	15,48	136	81%	28,20	82%	137%	320,7
4000	86	15,62	159	85%	28,76	84%	144%	326,9
4500	96	15,48	179	86%	28,90	87%	149%	328
5000	101	14,66	192	90%	27,93	91%	151%	316,3
5500	103	13,55	195	89%	25,72	90%	150%	291,8
6000	98	11,89	187	91%	22,54	90%	143%	256,4
6500	91	10,09	183	101%	20,46	103%	138%	231,5
7000	80	8,30	169	111%	17,56	112%	131%	199,4
7500	69	6,64	160	132%	15,48	133%	125%	175,5

Com as Tabelas 5 e 6 extraídas do software, fica claro a maior pressão média obtida pelo compressor centrífugo em toda a faixa de rotação, permitindo assim, um maior ganho de potência e torque. Nota-se que o motor equipado com o compressor centrífugo obteve uma média de 93% a mais de torque e potência em relação ao motor original e uma eficiência volumétrica média de 135%, já o motor equipado com turbocompressor obteve uma média de 65% a mais de torque e potência em relação ao motor original e uma eficiência volumétrica média de 108%.

Figura 38. Mapa do compressor do turbocompressor com boost de 1,0 kgf/cm<sup>2</sup>.

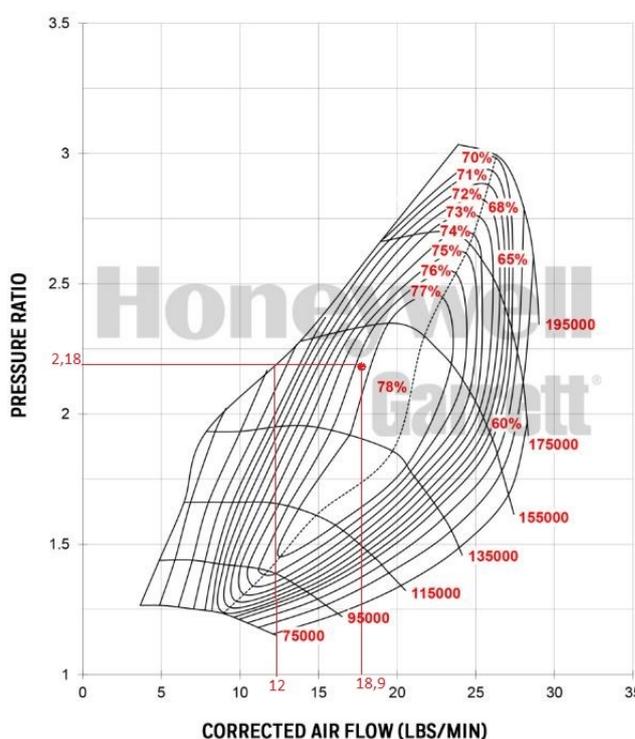
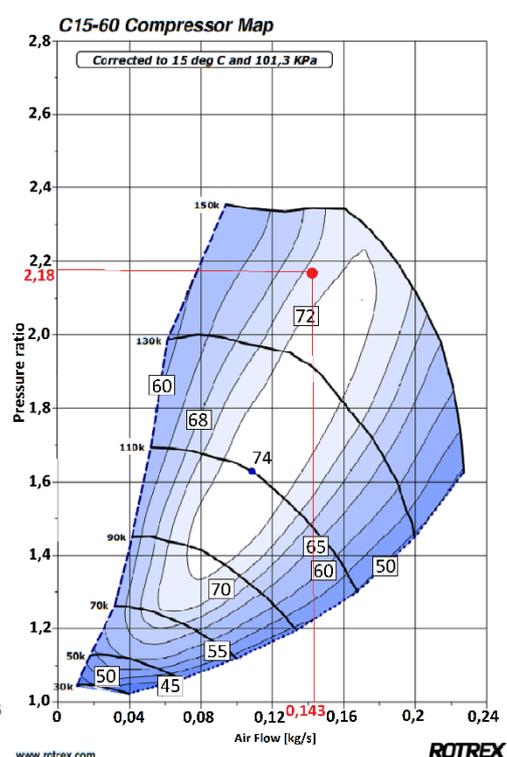


Figura 39. Mapa do compressor Centrífugo com boost de 1,0 kgf/cm<sup>2</sup>.



Analisando os mapas dos compressores, nas Figuras 38 e 39 verifica-se que o ponto de operação está localizado em um ponto mais afastado da ilha de maior eficiência. Porém, além dos pontos estarem afastados das linhas limites, o ponto de maior eficiência está localizado em uma faixa de rotação mais baixa, o que garante uma resposta mais rápida nas acelerações, sem comprometer a vida útil do equipamento.

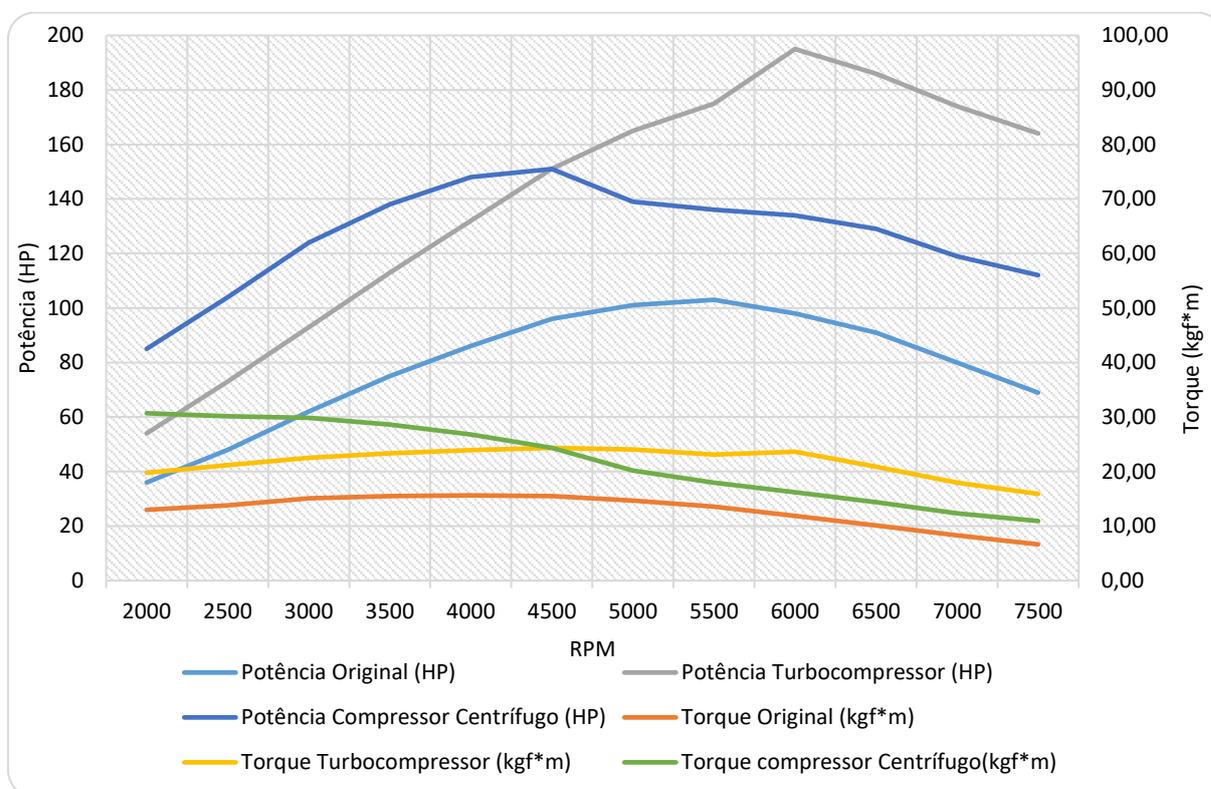
Por outro lado, se o boost fosse elevado, os sobrealimentadores tornariam-se inadequados, uma vez que o ponto de operação estaria no limite do mapa de ambos os sobrealimentadores, o que faria os mesmos trabalharem de forma instável

e ineficiente. Dessa forma, para ganhos de potência e torque ainda maiores, é aconselhável selecionar outro sobrealimentador, que atenda ao fluxo de ar e pressão necessária para o ganho de potência desejado. A seleção é feita através de análise do mapa do compressor, onde será garantido que o ponto de operação do sobrealimentador esteja localizado dentro da zona de maior eficiência e distante das linhas limites (*Shock Line* e *Surge Line*).

### 5.3 CASO 3: COMPARAÇÃO EM TURBOCOMPRESSOR E COMPRESSOR CENTRÍFUGO EM RELAÇÃO A BMEP COM GANHO DE POTÊNCIA IGUAL A 150 HP A 4500 RPM

Simulando o motor com o software, para um ganho de potência de 150 HP a uma rotação de 4500 rpm, é possível obter as curvas, mostradas na Figura 40.

Figura 40. Comparação Turbocompressor x Centrífugo em relação a BMEP para um ganho de potência de 150HP a 4500 rpm.



Pelo gráfico nota-se um comportamento diferente das simulações anteriores, o compressor centrífugo apresenta um desempenho bem superior ao turbocompressor em rotações inferiores a 4500 rpm, porém, em rotações superiores a 4500 rpm, o turbocompressor de mostra com um desempenho muito superior ao compressor centrífugo, tanto em relação ao torque, como em relação a potência. Nas Tabelas 7 e 8 verifica-se melhor esses resultados.

Tabela 7. Turbocompressor para um ganho de potência de 150HP a 4500 rpm.

RPM	Potência Original (HP)	Torque Original (kgf*m)	Potência Turbocompressor (HP)	Desvio	Torque Turbocompressor (kgf*m)	Desvio	Eficiência Volumétrica	BMEP (PSI)
2000	36	13,00	54	50%	19,77	52%	90%	223,9
2500	48	13,83	73	52%	21,15	53%	98%	239,4
3000	62	15,07	93	50%	22,54	50%	106%	255,6
3500	75	15,48	113	51%	23,37	51%	112%	265,3
4000	86	15,62	132	53%	23,92	53%	117%	271,7
4500	96	15,48	151	57%	24,33	57%	121%	275,8
5000	101	14,66	165	63%	24,06	64%	123%	272,3
5500	103	13,55	175	70%	23,09	70%	123%	262,1
6000	98	11,89	195	99%	23,64	99%	129%	268,3
6500	91	10,09	186	104%	20,88	107%	124%	236,2
7000	80	8,30	174	118%	17,97	117%	116%	204,2
7500	69	6,64	164	138%	15,90	140%	109%	180,2

Tabela 8. Compressor centrífugo para um ganho de potência de 150HP a 4500 rpm.

RPM	Potência Original (HP)	Torque Original (kgf*m)	Potência Compressor Centrífugo (HP)	Desvio	Torque compressor Centrífugo (kgf*m)	Desvio	Eficiência Volumétrica	BMEP (PSI)
2000	36	13,00	85	136%	30,69	136%	133%	348,7
2500	48	13,83	104	117%	30,14	118%	137%	342,7
3000	62	15,07	124	100%	29,86	98%	140%	339,2
3500	75	15,48	138	84%	28,62	85%	141%	325
4000	86	15,62	148	72%	26,82	72%	138%	304,5
4500	96	15,48	151	57%	24,33	57%	133%	275,7
5000	101	14,66	139	38%	20,19	38%	123%	229,1
5500	103	13,55	136	32%	17,97	33%	117%	203,9
6000	98	11,89	134	37%	16,18	36%	112%	184,3
6500	91	10,09	129	42%	14,38	42%	106%	163,3
7000	80	8,30	119	49%	12,30	48%	100%	140
7500	69	6,64	112	62%	10,92	65%	95%	123,2

Através das tabelas apresentadas acima, é possível observar melhor a variação do torque e da potência em função do regime de operação, onde o motor projetado para uma potência de 150HP a 4500 rpm tem exatamente a mesma pressão média efetiva em ambas as situações, tanto sobrealimentados por turbocompressor como por compressor centrífugo, o que era já era esperado, pois motores de desempenho semelhantes tem pressões médias semelhantes. É possível observar que o turbocompressor só começa a atuar de forma eficaz após a rotação de 2500 rpm enquanto o compressor centrífugo atua em toda a faixa de rotação.

. Nota-se que o motor equipado com o turbocompressor obteve uma média de 75% a mais de torque e potência em relação ao motor original e uma eficiência volumétrica média de 114%, já o motor equipado com o compressor centrífugo obteve uma média de 69% a mais de torque e potência em relação ao motor original e uma eficiência volumétrica média de 123%.

Abaixo nas Figuras 41 e 42 é possível verificar o ponto de operação no mapa do compressor para ambos os sobrealimentadores.

Figura 41. Mapa do compressor do turbocompressor para um ganho de potência de 150HP a 4500 rpm

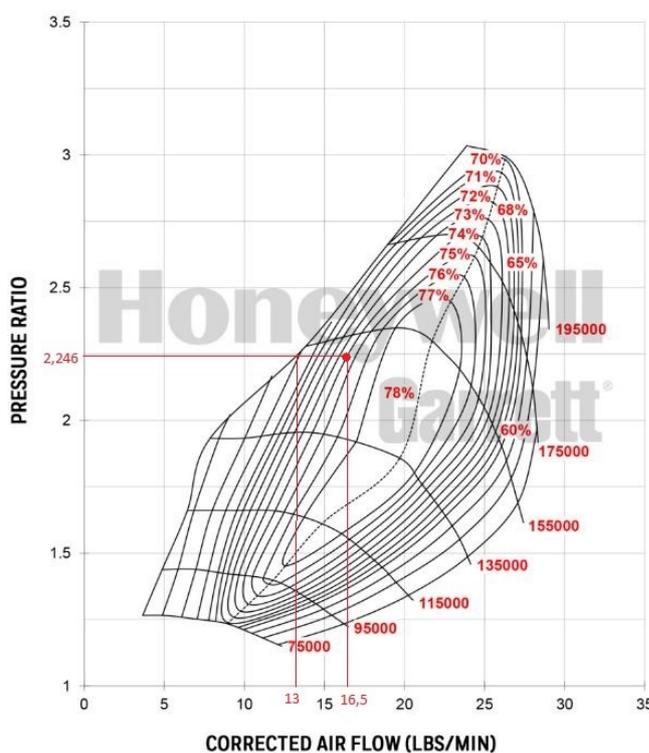
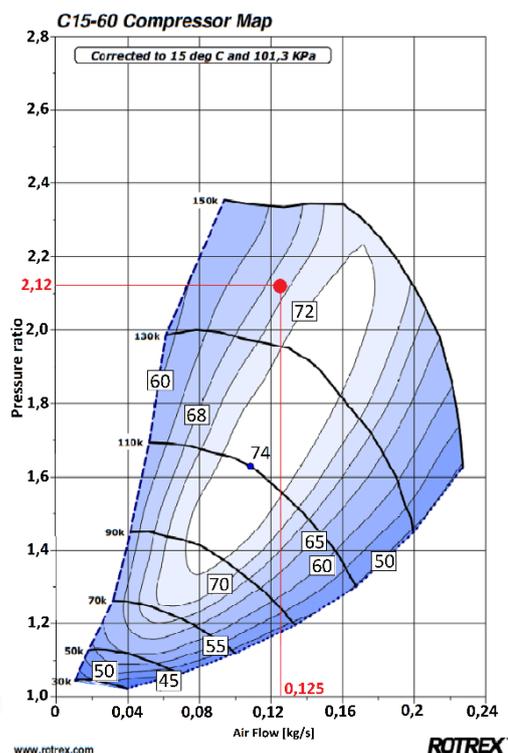


Figura 42. Mapa do compressor centrífugo para um ganho de potência de 150HP a 4500 rpm.

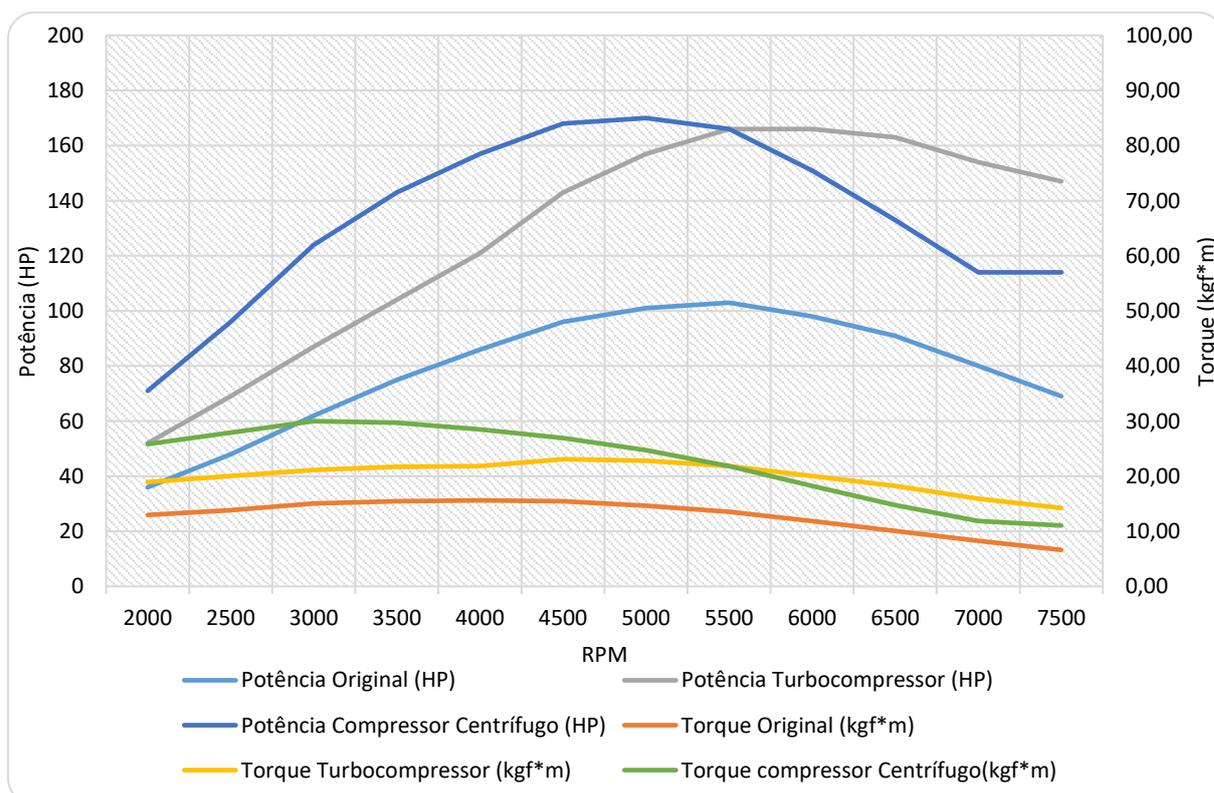


Analisando os gráficos, verifica-se que apesar do ponto de operação de ambos os sobrealimentadores estarem fora da ilha de maior eficiência, a operação nesses pontos ainda é permitida. Porém, quando o motor sofre uma desaceleração, a rotação do turbocompressor cai de forma a intersectar a *surge line*, o que causaria um fluxo turbulento e o funcionamento inadequado do equipamento. Assim, recomendasse a utilização de outro sobrealimentador, principalmente para o turbocompressor, que nesse caso mostrou-se com maiores chances de intersectar a *surge line*.

#### 5.4 CASO 4: COMPARAÇÃO EM TURBOCOMPRESSOR E COMPRESSOR CENTRÍFUGO EM RELAÇÃO A BMEP COM GANHO DE POTÊNCIA IGUAL A 160 HP A 5500 RPM

Da mesma forma do caso anterior, foi feita a simulação do motor para potência de 160 HP a uma rotação de 5500 rpm, resultando nas seguintes curvas de torque e potência mostradas na Figura 43.

Figura 43. Comparação Turbocompressor x Centrífugo em relação a BMEP para um ganho de potência de 160HP a 5500 rpm.



O resultado do caso anterior se repete novamente, porém, agora o compressor centrífugo permanece com maior desempenho em rotações inferiores 5500 rpm, após esse ponto o turbocompressor apresenta maior desempenho. Nas Tabelas 9 e 10 é possível verificar com maior precisão o comportamento do motor nas condições apresentadas.

Tabela 9. Turbocompressor para um ganho de potência de 160HP a 5500 rpm.

RPM	Potência Original (HP)	Torque Original (kgf*m)	Potência Turbocompressor (HP)	Desvio	Torque Turbocompressor (kgf*m)	Desvio	Eficiência Volumétrica	BMEP (PSI)
2000	36	13,00	52	44%	18,94	46%	88%	214,3
2500	48	13,83	69	44%	20,05	45%	94%	227
3000	62	15,07	87	40%	21,15	40%	100%	239,6
3500	75	15,48	104	39%	21,71	40%	105%	345,6
4000	86	15,62	121	41%	21,84	40%	108%	248,3
4500	96	15,48	143	49%	23,09	49%	115%	261,9
5000	101	14,66	157	55%	22,81	56%	117%	258,3
5500	103	13,55	166	61%	21,84	61%	117%	248,3
6000	98	11,89	166	69%	20,05	69%	113%	228,1
6500	91	10,09	163	79%	18,25	81%	109%	206,3
7000	80	8,30	154	93%	15,90	92%	102%	181,1
7500	69	6,64	147	113%	14,24	115%	97%	161,1

Tabela 10. Compressor Centrífugo para um ganho de potência de 160HP a 5500 rpm.

RPM	Potência Original (HP)	Torque Original (kgf*m)	Potência Compressor Centrífugo (HP)	Desvio	Torque compressor Centrífugo (kgf*m)	Desvio	Eficiência Volumétrica	BMEP (PSI)
2000	36	13,00	71	97%	25,85	99%	114%	293,3
2500	48	13,83	96	100%	27,93	102%	127%	317,6
3000	62	15,07	124	100%	30,00	99%	139%	340,4
3500	75	15,48	143	91%	29,72	92%	144%	337,1
4000	86	15,62	157	83%	28,48	82%	143%	323,2
4500	96	15,48	168	75%	26,96	74%	142%	306,7
5000	101	14,66	170	68%	24,75	69%	137%	280,5
5500	103	13,55	166	61%	21,84	61%	130%	248,2
6000	98	11,89	151	54%	18,25	53%	119%	207,2
6500	91	10,09	133	46%	14,79	47%	109%	168,3
7000	80	8,30	114	43%	11,89	43%	99%	134,4
7500	69	6,64	114	65%	11,06	67%	95%	125,1

Assim como no caso anterior, nota-se que o turbocompressor só começa a atuar significativamente depois dos 2500 rpm, o que não acontece no caso do compressor centrífugo. Ainda é possível notar que o motor equipado com o compressor centrífugo obteve uma média de 74% a mais de torque e potência em relação ao motor original e uma eficiência volumétrica média de 125%, já o motor equipado com turbocompressor obteve uma média de 61% a mais de torque e potência em relação ao motor original e uma eficiência volumétrica média de 105%.

Figura 44. Mapa do compressor do turbocompressor um para ganho de 160HP a 5500 rpm.

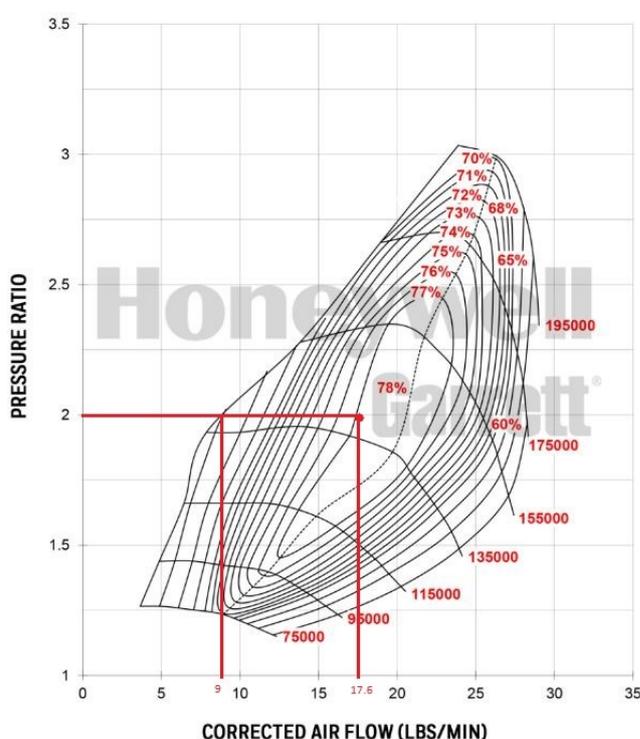
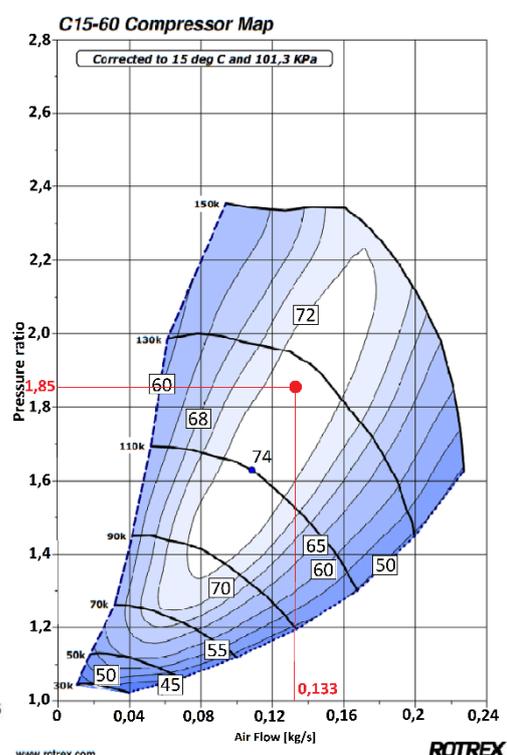


Figura 45. Mapa do compressor centrífugo para ganho um de potência de 160HP a 5500 rpm.

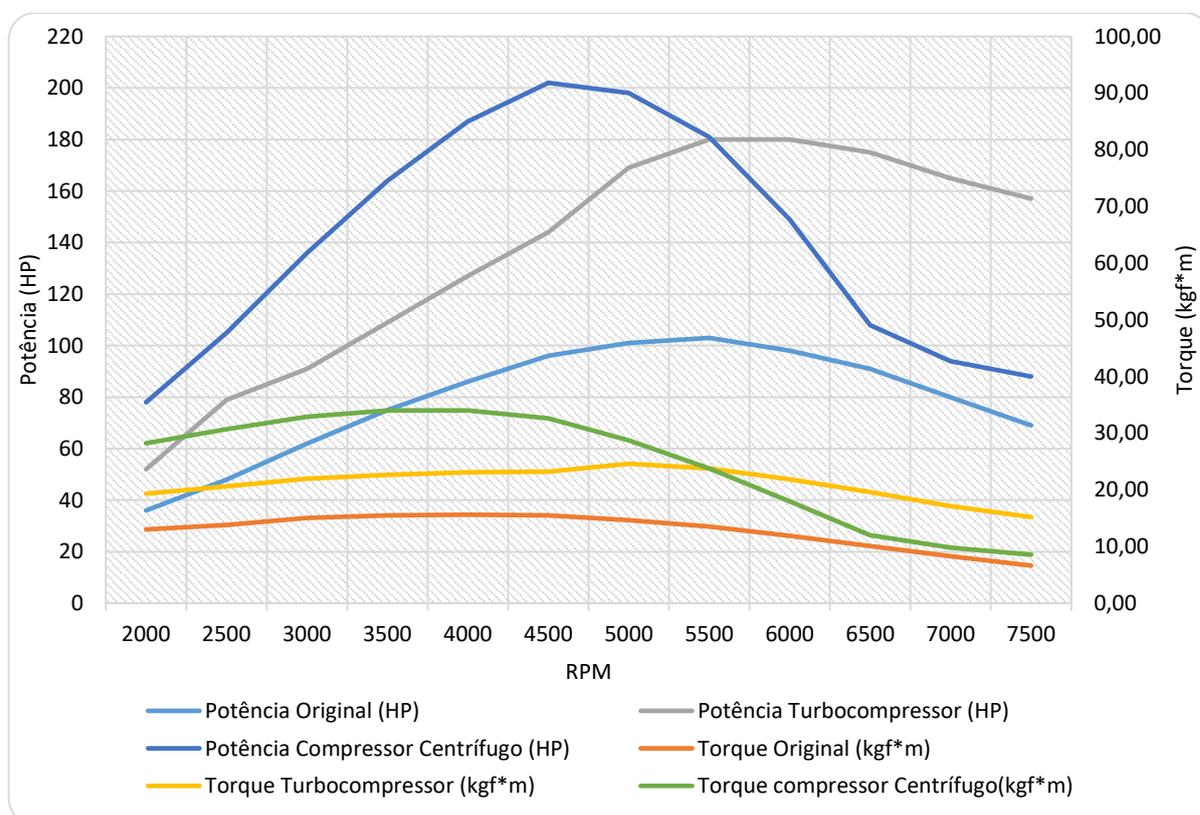


Nesse caso, através das Figuras 44 e 45 pode-se ver que o ponto de operação nas condições apresentadas é ótimo, o sobrealimentador trabalha no ponto de maior eficiência, o que se traduz em melhores repostas do motor e durabilidade do equipamento. Vale notar, que mesmo uma queda na rotação do sobrealimentador, ainda faria o mesmo trabalhar numa região de alta eficiência, distante das linhas limites.

### 5.5 CASO 5: COMPARAÇÃO EM TURBOCOMPRESSOR E COMPRESSOR CENTRÍFUGO EM RELAÇÃO A BMEP COM GANHO DE POTÊNCIA IGUAL A 180 HP A 5500 RPM

De forma análoga, foi feita a simulação do motor equipado com turbocompressor e com compressor centrífugo em relação a BMEP, para uma potência de 180 HP na rotação de 5500 rpm. As curvas de torque e potência são mostradas abaixo nas Figura 46.

Figura 46. Comparação Turbocompressor x Centrífugo em relação a BMEP para um ganho de potência de 180HP a 5500 rpm.



Nota-se o comportamento similar ao caso anterior, prevalecendo o compressor centrífugo para rotações inferiores a 5500 rpm, e turbocompressor para rotações superiores a 5500 rpm. Nas Tabelas 11 e 12 é possível observar melhor os resultados.

Tabela 11. Turbocompressor para um ganho de potência de 180HP a 5500 rpm.

RPM	Potência Original (HP)	Torque Original (kgf*m)	Potência Turbocompressor (HP)	Desvio	Torque Turbocompressor (kgf*m)	Desvio	Eficiência Volumétrica	BMEP (PSI)
2000	36	13,00	52	44%	19,36	49%	89%	219,9
2500	48	13,83	79	65%	20,60	49%	97%	234,3
3000	62	15,07	91	47%	21,98	46%	104%	248,9
3500	75	15,48	109	45%	22,67	46%	109%	256,9
4000	86	15,62	127	48%	23,09	48%	113%	261,6
4500	96	15,48	144	50%	23,23	50%	116%	264
5000	101	14,66	169	67%	24,61	68%	124%	278,9
5500	103	13,55	180	75%	23,78	76%	126%	270,3
6000	98	11,89	180	84%	21,84	84%	122%	247,1
6500	91	10,09	175	92%	19,63	95%	117%	222
7000	80	8,30	165	106%	17,14	107%	110%	194,5
7500	69	6,64	157	128%	15,21	129%	103%	172,8

Tabela 12. Compressor Centrifugo para um ganho de potência de 180HP a 5500 rpm.

RPM	Potência Original (HP)	Torque Original (kgf*m)	Potência Compressor Centrifugo (HP)	Desvio	Torque compressor Centrifugo (kgf*m)	Desvio	Eficiência Volumétrica	BMEP (PSI)
2000	36	13,00	78	117%	28,20	117%	123%	319,5
2500	48	13,83	105	119%	30,69	122%	138%	347,6
3000	62	15,07	136	119%	32,90	118%	152%	373,4
3500	75	15,48	164	119%	34,01	120%	163%	385,3
4000	86	15,62	187	117%	34,01	118%	172%	385,4
4500	96	15,48	202	110%	32,63	111%	176%	369,5
5000	101	14,66	198	96%	28,76	96%	171%	326
5500	103	13,55	181	76%	23,78	76%	162%	270,3
6000	98	11,89	149	52%	17,97	51%	147%	204,2
6500	91	10,09	108	19%	12,03	19%	131%	136,8
7000	80	8,30	94	18%	9,82	18%	122%	110,7
7500	69	6,64	88	28%	8,57	29%	116%	96,6

Verifica-se que o motor equipado com o compressor centrifugo obteve uma média de 82% a mais de torque e potência em relação ao motor original e uma eficiência volumétrica média de 148%, já o motor equipado com turbocompressor obteve uma média de 71% a mais de torque e potência em relação ao motor original e uma eficiência volumétrica média de 111%.

Segue abaixo, nas Figuras 47 e 48 os pontos de operação nos mapas dos compressores para ambos os sobrealimentadores.

Figura 47. Mapa do compressor do turbocompressor para um para ganho de potência de 180HP a 5500 rpm.

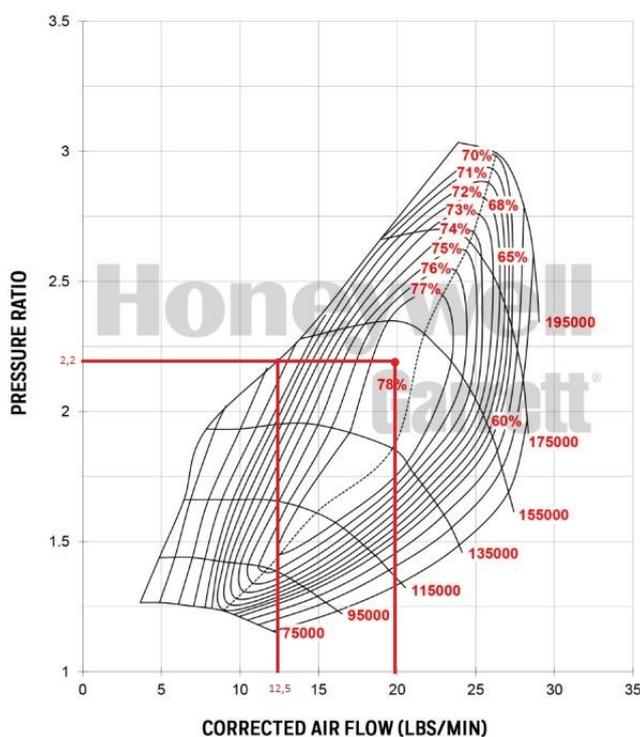
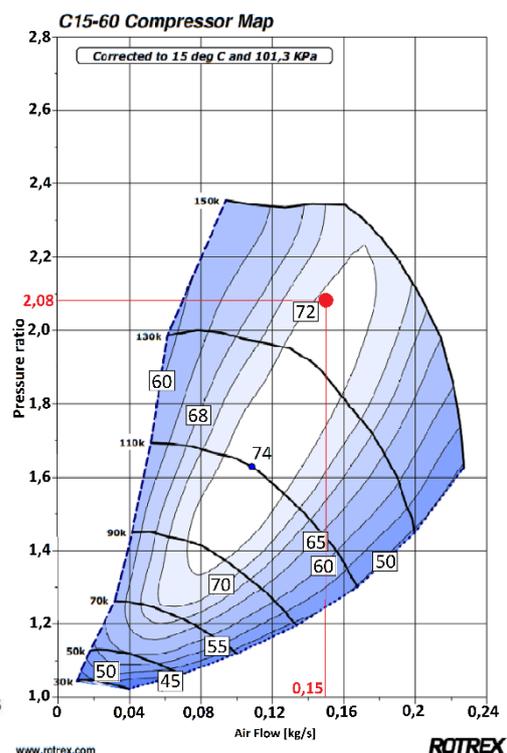


Figura 48. Mapa do compressor centrífugo um ganho de potência de 180HP a 5500 rpm.



Nota-se que a localização do ponto de operação também é ótima nesse caso, garantindo a maior eficiência no regime de operação, boa dirigibilidade, uma vez que mesmo diminuindo a rotação do sobrealimentador, o mesmo ainda fica num ponto de operação ideal, permitindo boa retomada nas desacelerações. Além disso as linhas limites encontram-se distantes do ponto de operação, o que melhora a durabilidade e desempenho do sobrealimentador.

## 5.6 CASO 6: COMPARAÇÃO EM TURBOCOMPRESSOR E COMPRESSOR CENTRÍFUGO EM RELAÇÃO A BMEP COM GANHO DE POTÊNCIA IGUAL A 200 HP A 5500 RPM

Foi feita a mesma simulação do caso anterior, porém, com ganho de potência de 200HP. Os resultados são mostrados na Figura 49 e nas Tabelas 13 e 14 abaixo:

Figura 49. Comparação Turbocompressor x Centrífugo em relação a BMEP para um ganho de potência de 200HP a 5500 rpm.

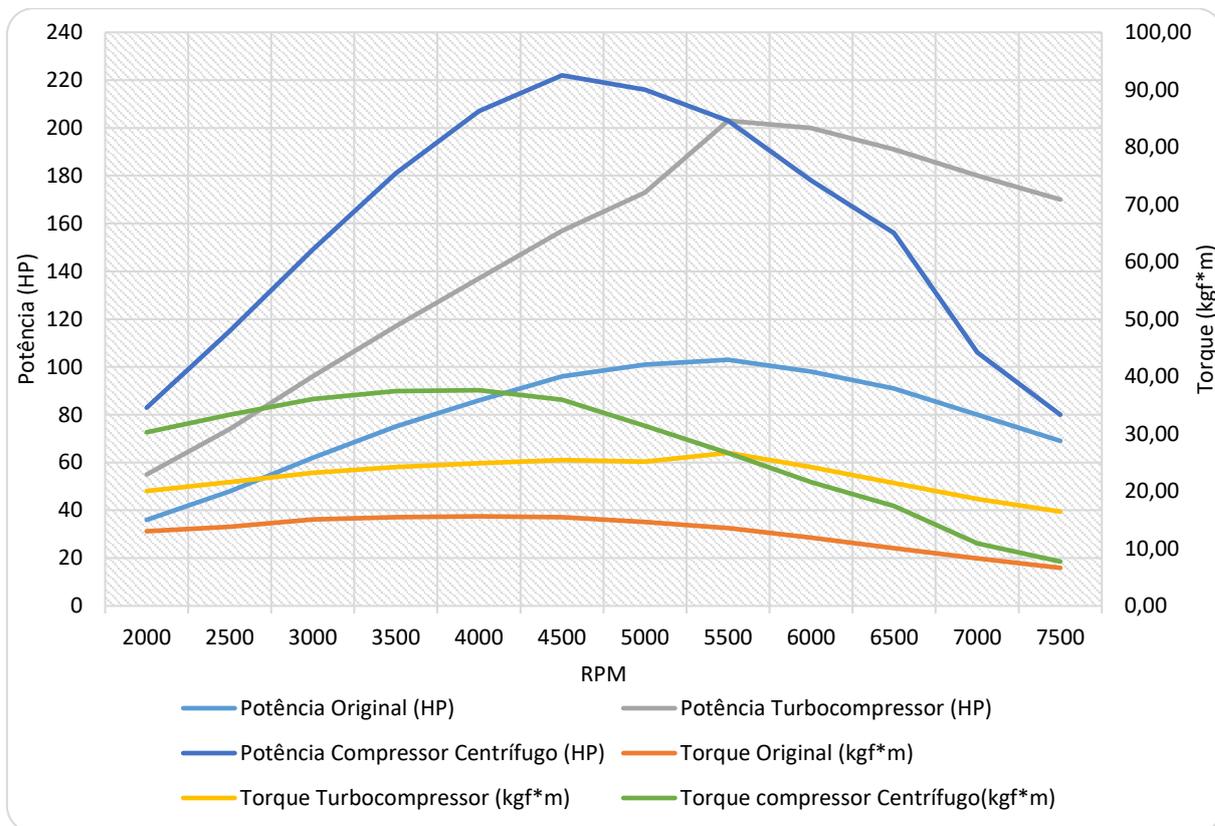


Tabela 13. Turbocompressor para um ganho de potência de 200HP a 5500 rpm.

RPM	Potência Original (HP)	Torque Original (kgf*m)	Potência Turbocompressor (HP)	Desvio	Torque Turbocompressor (kgf*m)	Desvio	Eficiência Volumétrica	BMEP (PSI)
2000	36	13,00	55	53%	20,05	54%	92%	227,9
2500	48	13,83	74	54%	21,57	56%	100%	245,3
3000	62	15,07	96	55%	23,23	54%	108%	263,4
3500	75	15,48	117	56%	24,19	56%	115%	274,9
4000	86	15,62	137	59%	24,89	59%	121%	282,9
4500	96	15,48	157	64%	25,44	64%	125%	288,1
5000	101	14,66	173	71%	25,16	72%	128%	285,1
5500	103	13,55	203	97%	26,68	97%	138%	303,3
6000	98	11,89	200	104%	24,19	103%	135%	274,5
6500	91	10,09	191	110%	21,43	112%	128%	242,4
7000	80	8,30	180	125%	18,66	125%	120%	211,6
7500	69	6,64	170	146%	16,45	148%	113%	187,2

Tabela 14. Compressor Centrífugo para um ganho de potência de 200HP a 5500 rpm.

RPM	Potência Original (HP)	Torque Original (kgf*m)	Potência Compressor Centrífugo (HP)	Desvio	Torque compressor Centrífugo (kgf*m)	Desvio	Eficiência Volumétrica	BMEP (PSI)
2000	36	13,00	83	131%	30,28	133%	131%	343,5
2500	48	13,83	115	140%	33,32	141%	149%	377,4
3000	62	15,07	149	140%	36,08	139%	165%	409,2
3500	75	15,48	181	141%	37,47	142%	179%	424,9
4000	86	15,62	207	141%	37,61	141%	190%	426,9
4500	96	15,48	222	131%	35,95	132%	195%	407,2
5000	101	14,66	216	114%	31,38	114%	190%	355,5
5500	103	13,55	203	97%	26,68	97%	181%	303,3
6000	98	11,89	178	82%	21,57	81%	168%	244,1
6500	91	10,09	156	71%	17,42	73%	158%	197,2
7000	80	8,30	106	33%	10,92	32%	142%	124,7
7500	69	6,64	80	16%	7,74	17%	133%	87,9

O comportamento se mostra similar aos casos anteriores, com melhor desempenho do compressor centrífugo em rotações inferiores a 5500 rpm e melhor desempenho do turbocompressor em rotações superiores a 5500 rpm. É possível observar que o motor equipado com o compressor centrífugo obteve uma média de 103% a mais de torque e potência em relação ao motor original e uma eficiência volumétrica média de 165%, já o motor equipado com turbocompressor obteve uma média de 83% a mais de torque e potência em relação ao motor original e uma eficiência volumétrica média de 119%.

Nota-se que agora o turbocompressor entra em ação um pouco mais cedo que nos casos anteriores, passando a atuar de forma eficaz depois dos 2000 rpm, e não mais depois dos 2500 ou 3000 rpm, o que confere maior desempenho em baixas rotações do motor, além de uma melhor sensação ao dirigir.

Nas Figuras 50 e 51 é possível verificar o ponto de operação de ambos os sobrealimentadores nos mapas dos compressores.

Figura 50. Mapa do compressor do turbocompressor para um ganho de potência de 200HP a 5500 rpm.

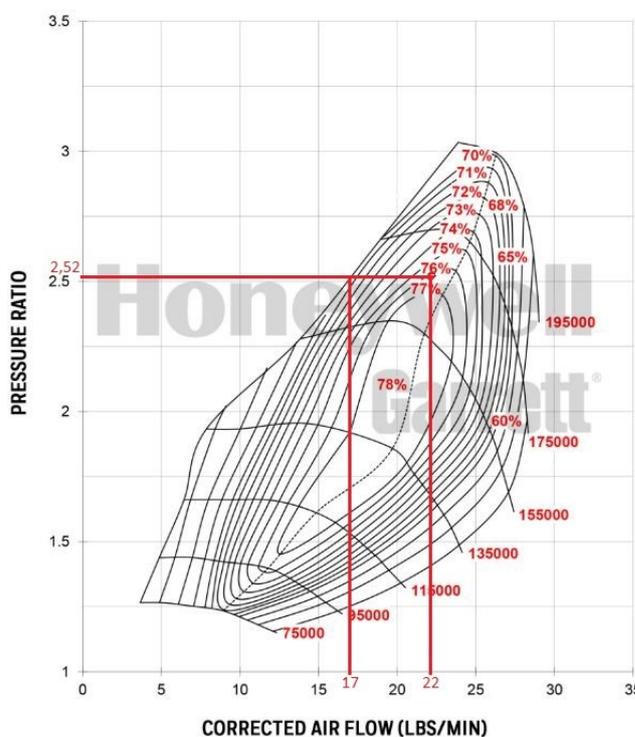
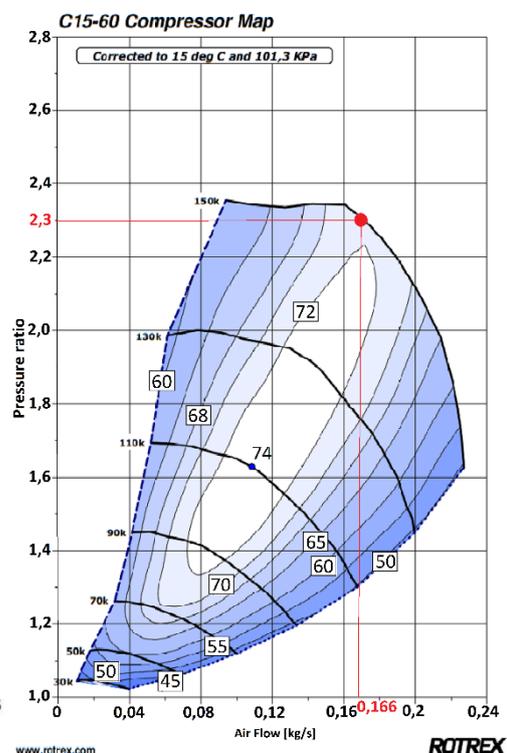


Figura 51. Mapa do compressor centrífugo para um ganho de potência de 200HP a 5500 rpm.



A situação agora é um tanto diferente das anteriores, nota-se que o turbocompressor trabalha em um ponto ainda bem eficiente, permitindo moderada queda na rotação do turbocompressor, sem intersectar a *surge line*. Porém, para o compressor centrífugo a situação é diferente, vemos que o ponto de operação intersecta a *choke line*, indicando que qualquer aumento da rotação do sobrealimentador superara o limite suportado pelo mesmo, onde a rotação e temperatura são muito elevadas, podendo danificar o equipamento, dessa forma, é recomendado o uso de um compressor centrífugo maior, que disponibilizará a vazão e pressão necessárias ao aumento de potência desejado.

## 5.7 SÍNTESE DOS RESULTADOS

Através da Tabela 15 pode-se ter uma ideia mais clara dos 6 casos abordados acima, onde é mostrado em que rotação e pressão média efetiva de eixo ocorre a máxima potência e torque. Os casos são:

- Caso 1: Comparação entre Turbocompressor e Compressor Centrífugo com Boost de 0,7 kgf/cm<sup>2</sup>;
- Caso 2: Comparação entre Turbocompressor e Compressor Centrífugo com Boost de 1,0 kgf/cm
- Caso 3 – Comparação entre Turbocompressor e Compressor em relação a BMEP com ganho de Potência igual a 150 HP a 4500 rpm;
- Caso 4 – Comparação entre Turbocompressor e Compressor em relação a BMEP com ganho de Potência igual a 160 HP a 5500 rpm;
- Caso 5 – Comparação entre Turbocompressor e Compressor em relação a BMEP com ganho de Potência igual a 180 HP a 5500 rpm;
- Caso 6 – Comparação entre Turbocompressor e Compressor em relação a BMEP com ganho de Potência igual a 200 HP a 5500 rpm.

Tabela 15. Relação entre rotação e BMEP para máxima potência e torque.

<i>Sobrealimentador</i>	<i>Caso</i>	<i>Potência max. (HP)</i>	<i>rpm max pot.</i>	<i>BMEP max pot. (PSI)</i>	<i>Torque max. (kgf/cm<sup>2</sup>)</i>	<i>rpm max torq.</i>	<i>BMEP max torq. (PSI)</i>
<i>Turbocompressor</i>	1	161	6000	220,8	22,5	4500	255
<i>Compressor Centrífugo</i>		185	5500	276,8	26,7	4500	303
<i>Turbocompressor</i>	2	175	6000	240,4	23,1	5500	261,6
<i>Compressor Centrífugo</i>		195	5500	291,8	28,9	4500	328
<i>Turbocompressor</i>	3	195	6000	268,3	24,3	4500	275,8
<i>Compressor Centrífugo</i>		151	4500	275,7	30,7	2000	348,7
<i>Turbocompressor</i>	4	166	6000	228,1	23,1	4500	261,9
<i>Compressor Centrífugo</i>		170	5000	280,5	30,0	3000	340,4
<i>Turbocompressor</i>	5	180	6000	247,1	24,6	5000	278,9
<i>Compressor Centrífugo</i>		202	4500	369,5	34,0	3500	385,3
<i>Turbocompressor</i>	6	203	5500	303,3	26,7	5500	303,3
<i>Compressor Centrífugo</i>		222	4500	407,2	37,6	4000	426,9

Normalmente, quando se compara o desempenho de motores sobrealimentados, espera-se que os motores equipados com turbocompressor tenham desempenho superior a motores equipados com compressores mecânicos. Nesse trabalho percebe-se que motores sobrealimentados por meio de compressores

mecânicos obtiveram valores de torque e potência superiores ao turbocompressor em quase toda a faixa de rotação do motor inferior a 5500 rpm.

A simulação de motores sobrealimentados através do software de simulação de motores apresentou resultados inesperados quando comparados à estudos já realizados, onde motores equipados com turbocompressores apresentam desempenho superior a motores equipados com compressores mecânicos, entretanto, a seguir é apresentada uma possível justificativa para o comportamento encontrado.

Quando utiliza-se um sobrealimentador mecânico do tipo compressor centrífugo, um valor comumente encontrado para relação de transmissão interna é de até 1:3,6, que somado a relação de transmissão externa, pode chegar a 1:5. O compressor centrífugo utilizado para simulação neste trabalho é da fabricante ROTREX, modelo C 15-60, que tem como principal característica, uma planetária na caixa de transmissão, que possibilita alcançar relações de transmissão de até 1:12,67, podendo chegar a rotações superiores às dos turbocompressores, de até 240 mil rpm, o que sustenta os resultados encontrados neste trabalho.

Foi feita uma simulação de desempenho do motor equipado com compressor centrífugo similar ao utilizado ao longo do trabalho (C 15-60), porém com relação de transmissão igual a 1:5. Na Figura 52 e Tabela 16 é possível observar o comportamento do motor equipado como o compressor mecânico descrito acima, assim como o comportamento do motor equipado com turbocompressor e compressor centrífugo usado ao longo desse trabalho.

Figura 52. Comparação do desempenho do motor equipado com compressor centrífugo (i=1:5), compressor centrífugo C15-60 e turbocompressor.

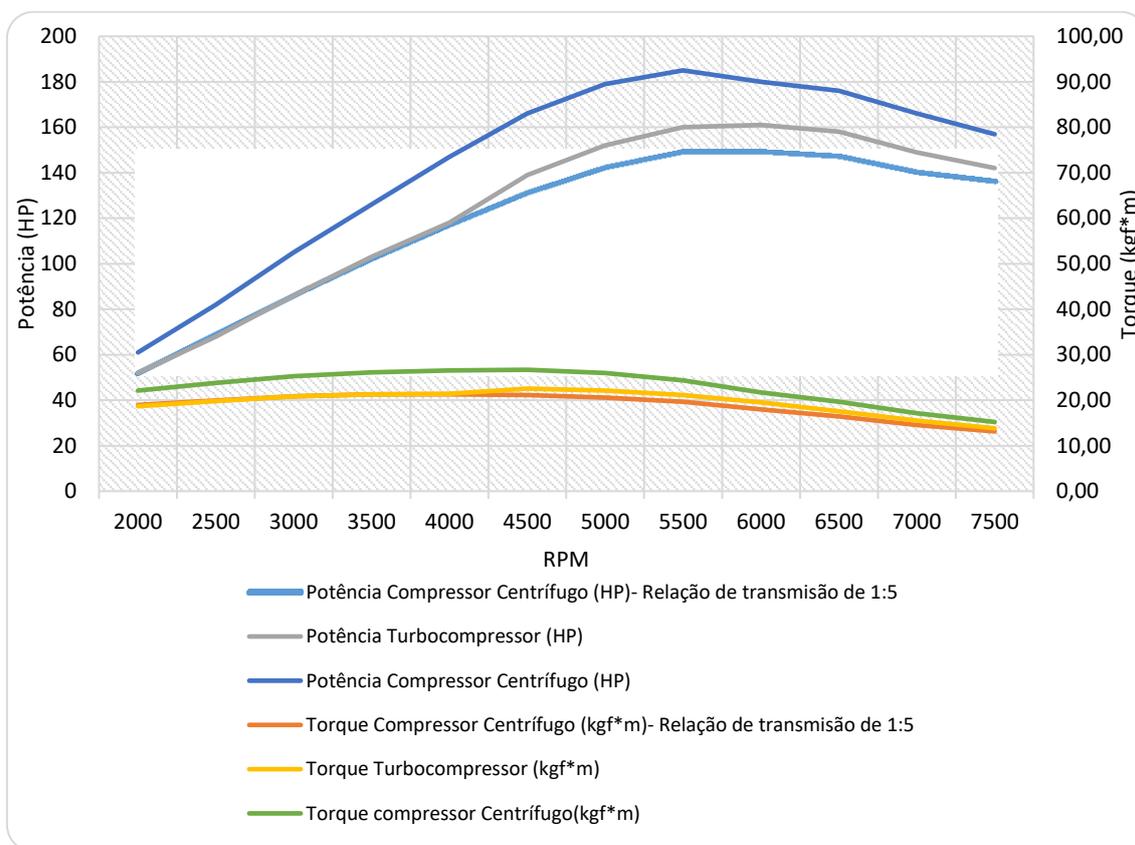


Tabela 16. Comparação do desempenho do motor equipado com compressor centrífugo (i=1:5), compressor centrífugo C15-60 e turbocompressor.

RPM	Potência Compressor Centrífugo (HP)- Relação de transmissão de 1:5	Torque Compressor Centrífugo (kgf*m) - Relação de transmissão de 1:5	Potência Turbocompressor (HP)	Torque Turbocompressor (kgf*m)	Potência Compressor Centrífugo (HP)	Torque compressor Centrífugo (kgf*m)
2000	52	18,94	52	18,66	61	22,12
2500	69	19,91	68	19,77	82	23,78
3000	86	20,88	86	20,88	105	25,30
3500	102	21,29	103	21,29	126	26,13
4000	117	21,29	118	21,43	147	26,54
4500	131	21,15	139	22,54	166	26,68
5000	142	20,60	152	22,12	179	25,99
5500	149	19,63	160	21,15	185	24,33
6000	149	17,97	161	19,49	180	21,71
6500	147	16,45	158	17,56	176	19,63
7000	140	14,52	149	15,48	166	17,14
7500	136	13,13	142	13,83	157	15,21

Pode-se notar através da Tabela 16 e Figura 52, que o desempenho do motor sobrealimentado por meio do turbocompressor foi maior comparado ao desempenho do motor sobrealimentado por meio com compressor centrífugo com relação de transmissão igual a 1:5, diante disso pode dizer que os resultados encontrados ao longo do trabalho são coerentes e traduzem satisfatoriamente o comportamento do motor sobrealimentado.

## 5.8 FONTES DE ERROS E INCERTEZAS

Na simulação de um motor, um dos aspectos mais complicados é a obtenção dos parâmetros do mesmo, pois muitos desses não são divulgados pelos fabricantes e dificilmente podem ser identificados em pesquisas devido ao alto custo de se obter um motor para análise.

Com base nessa situação, alguns dados não puderam ser obtidos na literatura, tampouco em laboratório, foram então assumidos de forma conveniente e satisfatória. São eles: valores de cruzamento de válvula e geometria do eixo de válvulas, fluxo de ar e perda de carga no motor, assim como eficiência desse fluxo e sistema de exaustão.

Contudo, como o foco do trabalho é a comparação do desempenho de motores de ignição por centelha utilizando sobrealimentação mecânica e turbocompressores, uma vez feita a modelagem do motor no software, estaremos sobrealimentando o mesmo motor, porém de formas diferentes, sendo assim, esses parâmetros adotados não influenciarão significativamente nos resultados finais.

Com modelo matemático obtemos o fluxo de ar necessário para obtenção da potência desejada, assim como a pressão requerida para esse aumento de potência, porém, o fluxo de ar determinado através do modelo é função da massa (lb/min), diferentemente do software utilizado para simulação, que trabalha com esse parâmetro em função do volume (CFM), sendo assim, a conversão dessas unidades depende exclusivamente da temperatura e pressão, onde qualquer variação por menor que seja, influencia diretamente nesse valor, configurando assim uma fonte de erro significativa.

## 6. CONCLUSÃO

A escolha do método para sobrealimentar um motor não é uma escolha tão óbvia, pois a melhor escolha depende da finalidade que terá cada tipo de motor.

Neste trabalho o compressor centrífugo, que por sinal é o compressor acionado mecanicamente com maior rendimento, obteve ótimos resultados, apresentando sempre uma maior disponibilidade de torque e potência em relação ao turbocompressor para rotações inferiores a rotação de máxima potência. Esse resultado não era esperado, mas como foi mencionado anteriormente, esse comportamento se deve ao fato do compressor mecânico utilizar uma relação de transmissão ( $i=1:12,67$ ) maior que as relações de transmissão comumente encontradas nesses tipos de compressores ( $i=1:5,0$ ), portanto os resultados apresentados neste trabalho são confiáveis e traduzem satisfatoriamente o comportamento do motor sobrealimentado.

Por outro lado, o turbocompressor obteve resultado superior em relação ao compressor centrífugo para regime de alta rotação, superiores a rotação de máxima potência.

Sabendo disso fica fácil entender para que finalidade cada tipo de equipamento é mais viável. Por exemplo, se a finalidade for corrida, com certeza o turbocompressor será muito superior ao compressor mecânico, que tem sua eficiência bastante reduzida em altas rotações, por outro lado, se o motor em questão for utilizado para cidade, onde as rotações de operação são baixas, com certeza o uso do compressor centrífugo é mais viável, uma vez que haverá uma maior disponibilidade de torque em baixas rotações.

O uso de turbocompressores pequenos, como está acontecendo hoje, é bastante convidativo, pois diminuem o “*turbo lag*”, podendo entrar em funcionamento a somente 1500 rpm, o que confere muita flexibilidade do motor, mesmo trabalhando em baixas rotações de operação.

Além da utilização de turbocompressores menores, uma saída muito inteligente para diminuir o “*turbo lag*” é a utilização dos turbocompressores de geometria variável (TGV), que garante uma flexibilidade do motor em toda a faixa de operação do motor, tornando-o eficiente em baixas, médias e altas rotações.

Está sendo empregado hoje no mercado, os compressores centrífugos de acionamento duplo, sendo acionado mecanicamente como os demais compressores

mecânicos, e também acionado de forma elétrica, podendo atingir velocidades de até 130 mil rpm somente através do motor elétrico, além disso, apresenta relações de transmissão infinitas, o que confere infinitas razões de pressões, fazendo o sobrealimentador trabalhar sempre no ponto de maior eficiência. Esse tipo de sobrealimentador se torna interessante, a partir do momento onde deixa de consumir uma parcela de potência considerável graças ao acionamento por motor elétrico.

Em relação ao custo, o compressor mecânico em questão nesse trabalho (ROTREX C15-60) é vendido hoje na faixa de \$ 2000,00 a \$ 2500,00, enquanto o turbocompressor em questão (GARRET GT2252) é vendido da faixa de \$1000,00 a \$ 1500,00.

Em relação a consumo de combustível, apesar da análise via software não oferecer resultados a respeito disso, sabe-se que o turbocompressor na maioria das vezes é mais eficiente, pelo fato de não ser acionado mecanicamente, porém o compressor mecânico em questão é o compressor que demanda menor potência de acionamento, além de ser o mais eficiente, chegando a 97%.

Diante dessas informações, é possível compreender melhor o funcionamento dos sobrealimentadores, e a escolha de qual equipamento utilizar torna-se mais fácil.

O estudo realizado ao longo do trabalho contribui para o melhor entendimento do comportamento do motor de ignição por centelha com sobrealimentação mecânica e turboalimentação, mostrando que ao contrário do que a maioria das fontes técnicas afirma, nem sempre o turbocompressor é a melhor escolha, e que os compressores centrífugos modernos, equipados com caixa de transmissão de engrenagem planetária podem oferecer um desempenho superior ao obtido através do uso de turbocompressores.

## 7. SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTURO

- Utilizar um método de simulação que se baseia em uma análise dinâmica do ciclo;
- Utilizar um método para determinar com maior precisão a temperatura do ar no coletor de admissão;
- Buscar mais parâmetros a respeito do motor em estudo.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BRASIL. Carlos Antonio da Costa Tillmann. Instituto Federal de Educação Ciência e Tecnologia Sul-rio-grandense. **Motores de Combustão Interna e seus Sistemas**. Pelotas: 2013. 166 p. Disponível em: <[http://estudio01.proj.ufsm.br/cadernos/ifsul/tecnico\\_biocombustivel/motores\\_combustao\\_interna\\_e\\_seus\\_sistemas.pdf](http://estudio01.proj.ufsm.br/cadernos/ifsul/tecnico_biocombustivel/motores_combustao_interna_e_seus_sistemas.pdf)>. Acesso em: 11 dez. 2016.

BRASIL. Júlio César Chaves Câmara. Senai Cimatec – Centro Integrado de Manufatura e Tecnologia. **Motores de Combustão Interna**. Salvador: 2003. 147 p. (Área Tecnológica de Processos de Fabricação).

BRUNETTI, Franco et al. **Motores de Combustão Interna: volume 1**. São Paulo: Blucler, 2012.

BRUNETTI, Franco et al. **Motores de Combustão Interna: volume 2**. São Paulo: Blucler, 2012.

CEPRA – CENTRO DE FORMAÇÃO PROFISSIONAL DA REPARAÇÃO AUTOMÓVEL. **Cálculos e curvas características do motor** - Formação Modular Automóvel. 2000. 79 p. Ministério de Trabalho e da Solidariedade e Secretaria de Estado do Emprego e Formação. Lisboa, 2000. Disponível em: <<http://opac.iefp.pt:8080/images/winlibimg.aspx?skey=&doc=59899&img=1469>>. Acesso em: 11 dez. 2016.

CEPRA – CENTRO DE FORMAÇÃO PROFISSIONAL DA REPARAÇÃO AUTOMÓVEL. **Sobrealimentação** - Formação Modular Automóvel. 2000. 89 p. Ministério de Trabalho e da Solidariedade e Secretaria de Estado do Emprego e Formação. Lisboa, 2000. (Disponível em: <<http://opac.iefp.pt:8080/images/winlibimg.aspx?skey=&doc=59942&img=649>>. Acesso em: 11 dez. 2016.

CONTESINI, Leonardo. **Sob pressão: a história dos motores turbo**. 2014. Disponível em: <<https://www.flatout.com.br/sob-pessao-historia-dos-motores-turbo/>>. Acesso em: 11 dez. 2016.

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

JIM MIDDLEBROOK (Eua). Vortech Superchargers. **About roots type superchargers**. [200-?]. Disponível em: <<http://www.vortechsuperchargers.com/page.php?id=749>>. Acesso em: 11 dez. 2016.

LAINO, Rodrigo Vieira. **Estudo de como a sobrealimentação aumenta a eficiência energética nos motores bicombustíveis**. 2014. 33 f. Monografia (Especialização) - Curso de Pós-Graduação em Engenharia Automotiva, Escola de Engenharia Mauá, Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia, São Caetano do Sul, 2014.

Disponível em: <<http://maua.br/files/monografias/completo-estudo-como-sobrealimentacao-aumenta-eficiencia-182315.pdf>>. Acesso em: 11 dez. 2016.

LUZ, David Queiroz; TORRES, Felipe Andrade; SANTOS, João Paulo Leite dos. **Avaliação de projetos de máquinas pelo enfoque da manutenibilidade: o caso do sistema de turbocompressores**. 2008. 54 f. Trabalho de Conclusão de Disciplina - Curso de Engenharia Mecânica - Disciplina de Projetos Mecânicos I, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal da Bahia, Salvador, 2008. Disponível em: <[http://www.projetosdemaquinas.eng.ufba.br/arquivos/trabalhos/TRABALHO\\_AVALIACAO\\_DE\\_PROJETOS\\_DE\\_MAQUINAS\\_PELo\\_ENFOQUE\\_DA\\_MANUTENIBILIDADE\\_O\\_CASO\\_DO\\_SISTEMA\\_DE\\_TURBOCOMPRESSORES.pdf](http://www.projetosdemaquinas.eng.ufba.br/arquivos/trabalhos/TRABALHO_AVALIACAO_DE_PROJETOS_DE_MAQUINAS_PELo_ENFOQUE_DA_MANUTENIBILIDADE_O_CASO_DO_SISTEMA_DE_TURBOCOMPRESSORES.pdf)>. Acesso em: 11 dez. 2016.

MARTINELLI JUNIOR, Luiz Carlos. **Motores de Combustão Interna: Conceitos Básicos**. [200-?]. 93 f. Apostila- Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Ijuí - RS, [200-?]. Disponível em: <<https://kaiohdutra.files.wordpress.com/2010/10/motores-de-combustao-interna3.pdf>>. Acesso em: 11 dez. 2016.

NAKANO, Danillo Gabriel. **Estudo sobre instalação de um turbocompressor em automóvel nacional**: Análise de projeto e análise de caso. 2007. 129 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Automotiva, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2007. Disponível em: <[http://www.automotiva-poliusp.org/wp-content/uploads/2013/02/nakano\\_danillo.pdf](http://www.automotiva-poliusp.org/wp-content/uploads/2013/02/nakano_danillo.pdf)>. Acesso em: 11 dez. 2016

PASTORELLI, Pedro Palma. **Análise numérica da implementação de um turbocompressor em motor monocilíndrico para competição fórmula sae**. 2015. 68 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Automotiva, Departamento de Engenharias da Mobilidade, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2015. Disponível em: <<https://repositorio.ufsc.br/bitstream/handle/123456789/157135/TCC-Pedro-Pastorelli.pdf?sequence=1>>. Acesso em: 11 dez. 2016.

PIELECHA, I. et al. **Reduction of the number of cylinders in internal combustion engines** – contemporary trends in downsizing. *Combustion Engines*. 2014, 159(4), 12-25. ISSN 2300-9896.

PINTO, Adriano Bessa; VALENTE, Steven da Conceição. **Sobrealimentação automóvel**. [200-?]. 11 f. - Curso de Engenharia Electrotécnica, Departamento de Engenharia Electrotécnica, Instituto Superior de Engenharia do Porto, Porto, Portugal, [200-?]. Disponível em: <[http://ave.dee.isep.ipp.pt/~mjf/act\\_lect/SIAUT/Trabalhos 2011-12/SIAUT\\_2011-12\\_Sobrealimentacao.pdf](http://ave.dee.isep.ipp.pt/~mjf/act_lect/SIAUT/Trabalhos 2011-12/SIAUT_2011-12_Sobrealimentacao.pdf)>. Acesso em: 11 dez. 2016.

ROSSINI, Rodrigo Teixeira. **O ensino de torque e potência usando exemplos de máquinas rotativas**. 2010. 63 f. TCC (Graduação) - Curso de Licenciatura Noturna em Física, Instituto de Física, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro,

2010. Disponível em: <<http://www.ebah.com.br/content/ABAAABha4AF/ensino-torque-potencia-usando-exemplos-maquinas-rotativas>>. Acesso em: 11 dez. 2016.

SANTOS, F. et al. **Evolução dos motores na indústria automotiva**. 2014. 81 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Faculdade Anhanguera de Ribeirão Preto, Ribeirão Preto, 2014. Disponível em: <[http://www.anhanguera.com/storage/web\\_aesa/portal\\_institucional/bibliotecas/biblioteca-virtual/curso/TCCII - 2º Semestre - Evolução dos Motores FINAL \(1\).pdf](http://www.anhanguera.com/storage/web_aesa/portal_institucional/bibliotecas/biblioteca-virtual/curso/TCCII - 2º Semestre - Evolução dos Motores FINAL (1).pdf)>. Acesso em: 11 dez. 2016.

SOUSA, A. et al. **Trabalho de conclusão do curso técnico em manutenção automotiva: "E – CHARGER"**. 2013. 51 f. TCC - Curso de Manutenção Automotiva, Centro Estadual de Educação Tecnológica Paula Souza, São Caetano do Sul / SP, 2013. Disponível em: <[http://www.educatronica.com.br/Excute/Monografias\\_37ª\\_EXCUTE/Manutenção\\_Automotiva/E-Charger.pdf](http://www.educatronica.com.br/Excute/Monografias_37ª_EXCUTE/Manutenção_Automotiva/E-Charger.pdf)>. Acesso em: 11 dez. 2016.

TOMANIK, Eduardo; UEHARA, Samantha. Tecnologia: **O futuro do motor flex no Brasil. Sae Brasil: Engenharia Automotiva e Aeroespacial**, São Paulo, v. 58, p.18-20, mar. 2014. Disponível em: <[https://fga.unb.br/articles/0000/6006/current\\_issue.pdf](https://fga.unb.br/articles/0000/6006/current_issue.pdf)>. Acesso em: 11 dez. 2016.