

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ
PROGRAMA BRASILEIRO DE FORMAÇÃO EM MOTORES E
COMBUSTÍVES

LUIZ GUSTAVO JOPPERT LIMA LOPES

TURBOALIMENTAÇÃO DE MOTORES À COMBUSTÃO INTERNA

CURITIBA
2014

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ
PROGRAMA BRASILEIRO DE FORMAÇÃO EM MOTORES E
COMBUSTÍVES

LUIZ GUSTAVO JOPPERT LIMA LOPES

TURBOALIMENTAÇÃO DE MOTORES À COMBUSTÃO INTERNA

Monografia de Conclusão
de Curso apresentado como
requisito parcial à obtenção de
grau de Especialista em
Motores e Combustíveis pela
Universidade Federal do
Paraná

Orientador: Engº Júlio Cesar Lodetti

CURITIBA

2014

LUIZ GUSTAVO JOPPERT LIMA LOPES

TURBOALIMENTAÇÃO DE MOTORES À COMBUSTÃO INTERNA

Monografia de Conclusão
de Curso apresentado como
requisito parcial à obtenção de
grau de Especialista em
Motores e Combustíveis pela
Universidade Federal do
Paraná

Aprovado pela Banca Examinadora em 15 de Maio de 2014

Banca Examinadora:

Prof. Eng. Julio Cesar Lodetti – Volvo Powertrain Brazil
Orientador

Prof. Dr. Fernando Tadeu Bóçon - UFPR

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	11
2. HISTÓRICO	12
3. TENDÊNCIA DA INDÚSTRIA DOS TURBO-COMPRESSORES	15
4. VISÃO GERAL DOS TURBO-COMPRESSORES	17
4.1 PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO.....	17
4.2 PRINCIPAIS COMPONENTES.....	20
4.2.1 TURBINA	21
4.2.2 CARCAÇA CENTRAL.....	33
4.2.3 COMPRESSOR	46
5. CONCEITOS DE TURBOALIMENTAÇÃO.....	57
5.1 TURBINAS DE SIMPLES ESTÁGIO.....	57
5.2 TURBINAS DE DUPLO-ESTÁGIO.....	71
5.3 TURBOCOMPOSTO (<i>TURBOCOMPOUND</i>)	80
6. CONCLUSÃO	86
7. BIBLIOGRAFIA	88

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Büchi Patent (Fonte: AE-plus.com)	12
Figura 2 - Desenvolvimento do Turbo-compressor (fonte: Garret)	13
Figura 3 - Distribuição de Fornecedores de Turbo-compressores (fonte: Drive-in turbo)	16
Figura 4 - Princípio de funcionamento de motores à combustão interna (Fonte: BorgWarner)	17
Figura 5 - Princípio de funcionamento motor turboalimentado (Fonte: BorgWarner)	19
Figura 6 - Comparativo de torque pela rotação entre um motor turbinado e um naturalmente aspirado (Fonte: Garrett)	19
Figura 7 - Turbo-compressor em corte (Fonte: Garrett)	20
Figura 8 - Eficiência de uma Turbina (Fonte: BorgWarner)	21
Figura 9 - Turbina em corte (Fonte: Garrett)	22
Figura 10 – Mapa de uma turbina (Fonte: BorgWarner)	24
Figura 11 – Rotores radiais, mistos e axiais (Fonte: Garrett)	27
Figura 12 - Rotor Radial (Fonte: Holset)	28
Figura 13 – Ângulos de incidência de fluxo dos gases (Fonte: Volvo)	29
Figura 14 - Carcaça da Turbina (Fonte: Holset)	30
Figura 15 - Câmara simples da Turbina (Fonte: BorgWarner)	31
Figura 16 - Câmaras gêmeas da Turbina (Fonte: BorgWarner)	32
Figura 17 - Definição da Relação A/R	33
Figura 18 - Fluxo de óleo através de uma carcaça central convencional	34
Figura 19 - Carcaça central convencional	35
Figura 20 - Eixo + rotor com depósito de óleo deteriorado (Fonte: Holset)	36
Figura 21 - Carcaça central com cavidade de isolamento térmico (Fonte: Dieselnet)	37
Figura 22 - Carcaça central com circuito de arrefecimento	38
Figura 23 – Fluxo de óleo em mancais flutuantes (Fonte: Honeywell, IHI)	41
Figura 24 – Diversos conceitos de mancais axiais (Fonte: Honeywell, IHI)	41
Figura 25 – Turbo-compressor com rolamentos de esfera (Fonte: SKF)	43
Figura 26 – Impacto do tipo de sistema associado ao fluxo de óleo nas perdas por fricção	44
Figura 27 – Expectativa de vida do rolamento por material	45

Figura 28– Compressor destacado em corte (Fonte: Garret).....	46
Figura 29 – Mapa do Compressor (Fonte:Dieselnet)	48
Figura 30 – Compressor em corte mostrando as aberturas <i>ported shroud</i> (Fonte:Dieselnet).....	50
Figura 31 – Mapa do Compressor com o incremento <i>ported shroud</i> (Fonte:VTC)....	51
Figura 32 –Tipos de rotores do Compressor (Fonte:BorgWarner)	52
Figura 33 – Ajustante(<i>exducer</i>) e Amontante (<i>inducer</i>) dos rotores do compressor e turbina (Fonte: VTC).....	54
Figura 34 – Efeito do <i>trim</i> do compressor no mapa do compressor (Fonte: Dieselnet)	54
Figura 35 - Válvula wastegate em um Sistema de turbo-alimentação.....	58
Figura 36 - Turbo-compressor com válvula wastegate (Fonte: CTT)	59
Figura 37 - Efeito do tamanho da turbina na pressão de impulso (Fonte: CTT).....	60
Figura 38 - Efeito do tamanho da turbina na rotação do turbo-compressor (Fonte: CTT)	60
Figura 39 - Efeito da VGT no torque de um motor (Fonte: CTT)	62
Figura 40 - Holset HE500Ve turbo incluindo tipo 2A de atuador elétrico de Segunda Geração (Fonte: Holset).....	63
Figura 41 - Mecanismo de acionamento de bocais deslizantes numa VGT (Fonte: CTT)	64
Figura 42 - Movimentação do bocal deslizante em uma turbina VGT (Fonte: CTT).65	
Figura 43 - Curvas de capacidade de captação da VGT (Fonte: CTT)	66
Figura 44 - Taxa de eficiência da VGT em função da razão de expansão (Fonte: CTT)	66
Figura 45 – Abrangência de atuação de um compressor com turbina pequena e grande (Fonte: CTT).....	67
Figura 46 - Abrangência de atuação de um compressor com turbina VGT (Fonte: CTT)	67
Figura 47 - Turbina VNT em corte dos motores da família cursor da FPT (Fonte: Garret).....	68
Figura 48 - Turbina VNT (Fonte: Garret)	68
Figura 49 – Estágio inicial de abertura das palhetas VNT (Fonte: Paultan.Org)	69
Figura 50– Estágio avançado de abertura das palhetas VNT (Fonte: Paultan.Org)..	69

Figura 51 - Comparativo de performance de um motor com turbo normal vs VNT (Fonte: Garret).....	70
Figura 52 - Esquema do turbo de duplo-estágio	72
Figura 53 - R2S Borgwarner design (Fonte: BorgWarner)	74
Figura 54 – Comparativo de pressão de sobrealimentação único e duplo-estágio (Fonte: BorgWarner)	75
Figura 55 – Comparativo de mistura ar/combustível entre único e duplo-estágio (Fonte: Borgwarner)	76
Figura 56 – Comparativo de níveis de fumaça entre único e duplo-estágio (Fonte: BorgWarner).....	77
Figura 57 – PME em relação a rotação relativa entre sistemas de único e duplo- estágio (Fonte: BorgWarner)	78
Figura 58 – Comparativo de consumo entre sistemas de único e duplo-estágio (Fonte: BorgWarner)	79
Figura 59 – Layout motor Volvo 13 litros com Unidade TC (Fonte: Volvotrucks.com)	80
Figura 60 – Normas de emissões Européias.....	81
Figura 61 – Turbocomposto em corte (Fonte: VTC).....	82
Figura 62 – Sessão Turbina composta (Fonte: VTC)	83
Figura 63 – Sessão de acoplamento (Fonte: VTC)	84

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

Downsizing	down – reduzir; size – tamanho;
Válvula wastegate	waste - desperdício, perda; gate – válvula;
CTT	Cummins Turbo Technologies;
MH	Mitsubishi Heavy Industries;
IHI	Ishikawajima Heavy Industries;
TEL	Turbo Energy Limited
OEM	Original Equipment manufacturing
hot shutdown	Desligamento à quente
VGT	Variable Geometry Turbine (Turbo de geometria variável)
CFD	Computational Fluid Dynamics – (Análise computacional de fluídos dinâmicos)
EGR	Exhaust gas recirculation – (Recirculação dos gases de escape)
Inducer	Amontante (parte do rotor que recebe o primeiro contato do fluxo de ar ou gás);
Exducer	Ajusante – região de último contato dos fluídos.
VNT	Variable Nozzle Turbine (Turbo de lâminas variáveis)
TC	Turbocompound (Turbocomposto)

RESUMO

Este estudo foi elaborado com o intuito de reunir os principais desenvolvimentos de sistemas de turboalimentação e suas aplicações. Com legislações cada vez mais severas no que diz respeito a emissões e com a concorrência entre montadoras cada vez mais acirrada, é necessário o emprego de inovações tecnológicas para tornar propulsores cada vez menores e mais eficientes, padronizados e a custos mais acessíveis. Buscou-se abordar os principais sistemas existentes no mercado, o seu funcionamento e suas aplicações, bem como as suas vantagens e desvantagens comparadas a um sistema aspirado naturalmente. Neste trabalho abordaram-se inúmeras soluções para se aumentar o rendimento de um propulsor à combustão interna, desde pequenos adereços até configurações a níveis elevados. Após reunir todos os sistemas de turboalimentação, passa-se a entender que para tornar um propulsor mais potente não é necessário o seu aumento de volume por cilindro, mas sim aumentar sua vazão mássica em ar utilizando o sistema adequado para o propulsor desejado e a sua aplicação a ser pretendida.

Palavras-chave: Turboalimentação, desempenho, padronização, downsizing (redução de tamanho).

ABSTRACT

This survey was conducted with the aim of bringing together the main developments of turbocharger and its applications. By laws becoming increasingly stringent regarding emissions, with the competition between factories increasingly strong, it is necessary to use technical innovations to make smaller engines with a better performance, standard and more affordable cost. Attempting to address the main systems on the market, its operation and its applications, as well as their advantages and disadvantages compared to a naturally aspirated system. This survey addressed a wide number of ways to raise the performance of a propellant engine, from small adjustments to the high levels of reconfiguration. After bringing together all the systems of overcharge, understanding that to make an engine more powerful it is not necessary to make it bigger per cylinder, but overcharge it using the appropriate system for the desired engine and its application to be desired.

Keywords: Turbocharger, performance, standardization, downsizing.

1. INTRODUÇÃO

Atualmente, com as demandas legais sendo mais rigorosas e atuantes, as exigências do mercado cada vez maiores e a concorrência entre empresas do ramo automotivo estando mais acirradas, empresas se vêm obrigadas a entregar um produto mais eficiente, mais leve, mais performante e principalmente menos poluente e a custos acessíveis.

Em busca de uma maneira de atender todos esses requisitos, empresas estão empregando propulsores cada vez menores e mais leves, termo este o qual denominamos de *downsinzing*.

Nos dias de hoje, inúmeros exemplos de *downsizing* são vistos como soluções de mercado. A busca por motores de maior potência, maior torque, e melhor eficiência sempre foram perseguidas por todos os fabricantes de automóveis. Cada fabricante acaba seguindo uma solução tecnológica e em alguns casos a fixação por uma dessas soluções não é a mais bem sucedida. A comparação entre soluções tecnológicas diferentes leva a evolução deste ramo.

Inúmeras empresas do ramo automotivo como Audi, Ford, BMW entre outros vem adotando o *dowsinzing* através do emprego de sistemas de sobrealimentação, o qual consiste no aumento da admissão de massa de ar na câmara de combustão, o que privilegia uma combustão mais eficiente e com maior poder de propulsão frente aos motores aspirados.

O Grupo Volkswagen, por exemplo, vem substituindo seus motores 1.6 e 2.0L aspirados dos anos 2000 os quais atingem 116 cv's pela sua mais nova unidade 1.4TSI turboalimentada e com injeção direta de combustível o qual proporciona 140cv's e uma redução de 5% de consumo de combustível em um ciclo padrão europeu de medição de consumo de veículos de passageiros. Outros exemplos relevantes é o emprego dos motores 2.0TSI de 4 cilindros em linha, utilizados em inúmeros veículos do grupo, os quais anteriormente eram equipados com motores de 5 cilindros em linha ou até 6 cilindros em "V" que fornecem a mesma potência e torque.

A Ford também possui um belo exemplo de *dowsinzing*, lançado na Europa o motor EcoBoost de 3 cilindros 1.0L substituiu o motor 1.6L em toda a família do modelo Focus mantendo a sua potência em 123cv's.

2. HISTÓRICO

A história dos turbo-compressores é quase tão antiga quanto a evolução dos motores de combustão interna. Em 1885 Gottlieb Daimler e Rudolf Diesel atentam-se para o aumento de performance e redução de consumo de combustível através de um sistema de pré-compressão de ar admitida ao motor. Desde então o primeiro desenvolvimento iniciado na área de turboalimentação se deu entre 1909 e 1912 pelo suíço Dr. Alfred J. Büchi. Dr. Büchi foi o engenheiro-chefe da Sulzer Brothers Departamento de Pesquisa e em 1915 propôs o primeiro protótipo de um motor diesel turboalimentado, mas suas idéias ganharam pouca aceitação na época pois o sistema era de pequena confiabilidade e não conseguia manter pressão de admissão necessária.

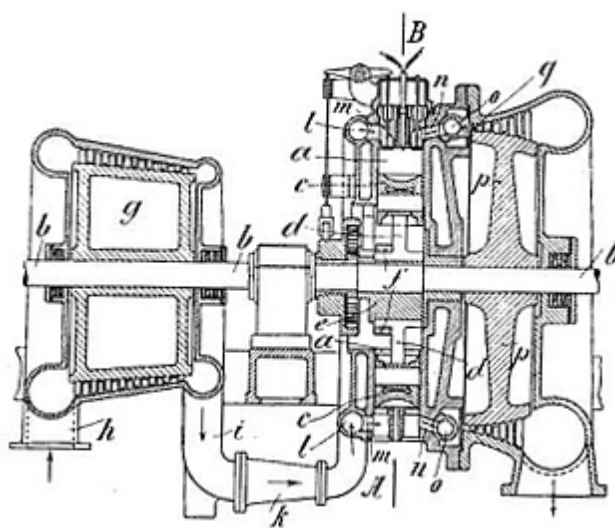


Figura 1 - Büchi Patent (Fonte: AE-plus.com)

Em 1918 a empresa GE com seus turbo-compressores, ajudam as aeronaves a superarem novas marcas de altitude voando a aproximadamente 34 mil pés. Não satisfeita a GE inicia seus desenvolvimentos de turbo-

compressores para tanques militares por volta da década de 30. Os primeiros motores turboalimentados a equiparem motores de carros de passeio deram-se a partir da década de 60. A figura 1 ilustra a evolução do turbo-compressor iniciada em 1905.

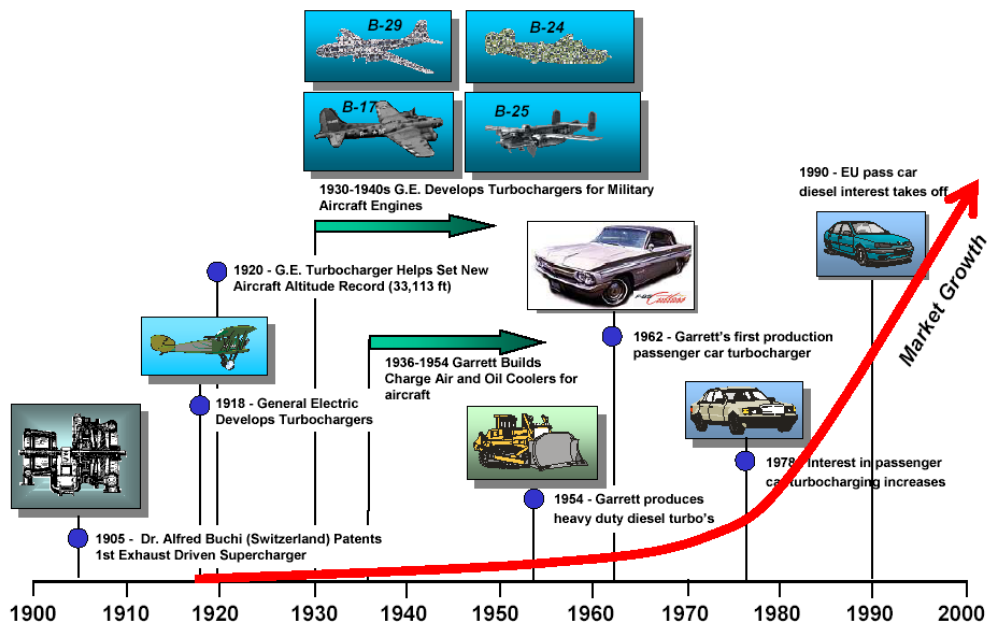


Figura 2 - Desenvolvimento do Turbo-compressor (fonte: Garret)

A Eaton, empresa americana especialista no ramo de autopeças, começou a trabalhar no desenvolvimento de compressores mecânicos em 1949, porém, na época, aumentava-se a potência dos veículos através do aumento do tamanho do motor, sem se preocupar com o consumo de combustível ou com a eficiência. Em função disto, não foi dada sequência ao desenvolvimento de protótipos, embora estudos tenham sido realizados.

No final da década de 70, após a crise do petróleo e com o aumento do preço da gasolina, começou a haver uma procura pelo aumento da potência através de uma melhora da eficiência volumétrica dos motores.

Com isso, intensificou-se os trabalhos de pesquisa e desenvolvimento do turbo-compressor, buscando assim aprimorar a eficiência e durabilidade.

Com as normas de emissões se tornando cada vez mais rígidas, à partir dos anos 80 o turbo-compressor passou a ser adotado para indústrias de motores diesel para caminhões, onde bem aceito, encontra-se em praticamente 100% dos motores diesel produzidos para veículos pesados.

Em carros de passeios, a verdadeira revolução se deu em 1978 quando da introdução do primeiro motor diesel para este segmento. O primeiro veículo a ser equipado com este sistema foi o Mercedes-Benz 300 SD, seguido pelo VW Golf Turbodiesel em 1981. Por meio do turbo-compressor, a eficiência do motor diesel de veículos de passageiros poderia então alcançar emissões reduzidas significativamente.

Hoje, a sobrealimentação de motores a gasolina já não é mais adotada em virtude da necessidade da busca por desempenho, mas sim como um meio de reduzir o consumo de combustível e, por consequência, a poluição do ambiente em virtude da redução do dióxido de carbono (CO₂).

Atualmente, a principal razão para a turboalimentação é o uso da energia dos gases de escape para reduzir o consumo de combustível e emissões.

3. TENDÊNCIA DA INDÚSTRIA DOS TURBO-COMPRESSORES

Como o aumento da demanda por motores turboalimentados vem crescendo cada vez mais a cada dia, a procura por soluções também crescem, fato este que proporciona um aumento de mercado e oportunidades para muitas empresas especializadas no ramo de componentes. Além disso, as empresas tem se especializado constantemente em fornecer um componente de alta performance e que principalmente forneça a seus clientes um produto confiável. A indústria de turbo-compressores está atualmente dominada por 5 principais empresas:

- Honeywell Transportation Systems;
- BorgWarner Turbo Systems;
- CTT (Cummins Turbo Technologies);
- MHI (Mitsubishi Heavy Industries);
- IHI (Ishikawajima Heavy Industries);

Outras empresas como: Toyota, Hitachi e TEL (Turbo Energy Limited), as quais não são tão reconhecidas, vêm ganhando aceitação e o aumento de desenvolvimentos ligados a produtos OEM está cada vez maior.

O mercado de turbo-compressores para motores à gasolina está sendo tão promissor que algumas empresas do ramo de componentes veem com bons olhos sua inserção neste tipo de mercado. Através de uma *joint-venture*, por exemplo, Bosch-Mahle e a Continental-Schaeffler passaram a fazer parte do mercado de turbo-compressores. A Continental-Schaeffler por exemplo possui uma ambiciosa meta de atingir 15% do mercado de turbo-compressores até o ano de 2015.

A Honeywell, umas das principais fabricantes de turbo-compressores estima que a penetração global do componente atinja 38% até meados do ano de 2014, 30% acima dos valores apontados em 2009. As previsões para 2020 são ainda mais otimistas. A demanda na América do norte poderá chegar a incríveis 85% de motores turboalimentados e na Europa a taxa de penetração poderá atingir margens de 70%.

Isto mostra a clara tendência por motores turboalimentados onde motores serão cada vez menores e com este pequeno adereço para um melhor fornecimento de energia.

Outro dado importante é que a expectativa até 2014, 50% dos motores serão 1,7L ou menos, parcela esta que se encontrava na ordem dos 40% nos anos de 2009.

Em paralelo, motores de 2 e 3 cilindros deverão representar cerca de 11% do mercado mundial em 2015, enquanto que motores de 4 cilindros vão crescer de 72 a 76% do mercado global de 2007 a 2015, onde na verdade o seu pico de mercado de 78% foi atingido em 2009, perdendo um pouco nos últimos anos para os próprios 2 e 3 cilindros nos anos seguintes. No caso dos motores 6 cilindros a tendência é cair, os antigos 22% de 2007 serão reduzidos às margens de 13% em 2015.

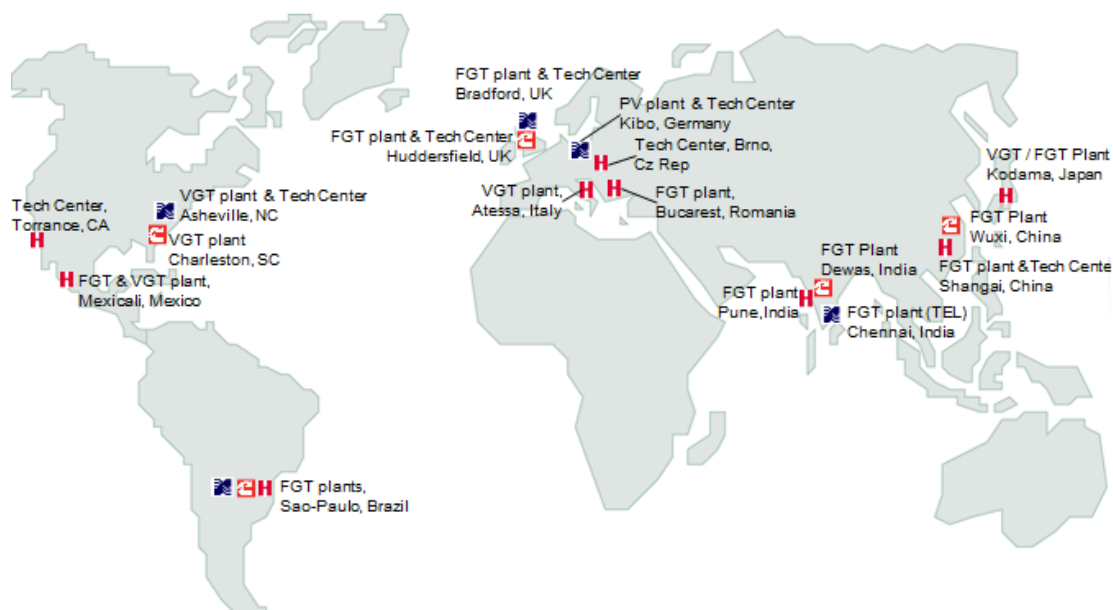


Figura 3 - Distribuição de Fornecedores de Turbo-compressores (fonte: Drive-in turbo)

4. VISÃO GERAL DOS TURBO-COMPRESSORES

4.1 PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO

Para entender melhor a técnica da turboalimentação é conveniente primeiramente se familiarizar com os princípios de operação do motor de combustão interna. Hoje, a maioria dos motores a diesel comerciais e de carros de passeio são motores a pistão de quatro tempos, controlados por válvulas de admissão e de escape. Cada ciclo operacional consiste em quatro cursos do pistão durante duas voltas completas do virabrequim.

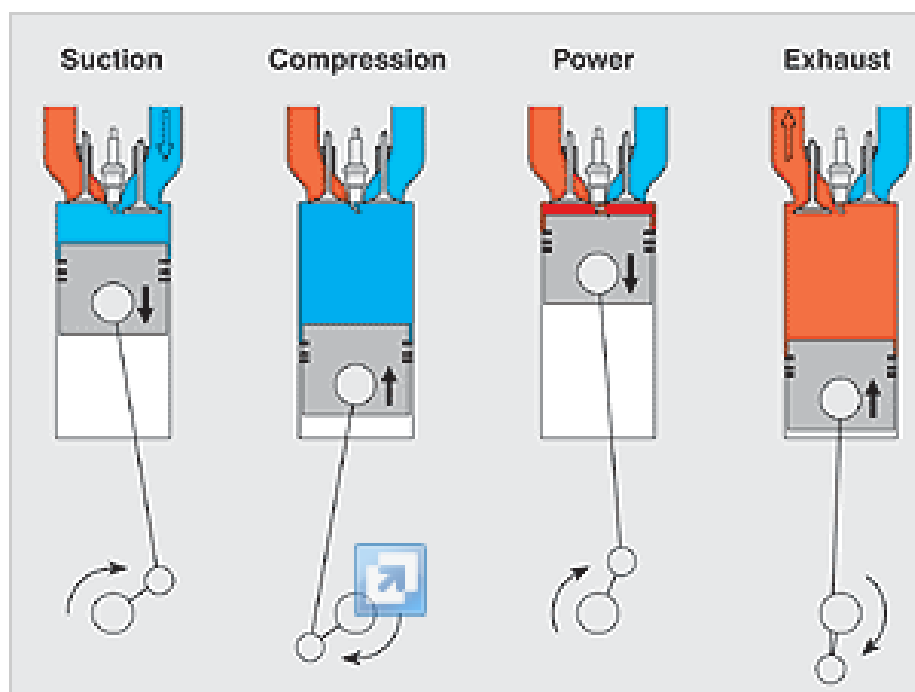


Figura 4 - Princípio de funcionamento de motores à combustão interna (Fonte: BorgWarner)

- **Sucção (1º tempo)**

Quando o pistão desce, o ar (motor a diesel ou motor a gasolina com injeção direta) ou uma mistura de ar/combustível (motor a gasolina) é aspirado pela válvula de admissão.

- **Compressão (2º tempo)**

O volume no cilindro é comprimido.

- **Explosão (3º tempo)**

No motor a gasolina, uma centelha causa ignição da mistura combustível/ar, enquanto no motor a diesel o combustível é injetado sob alta pressão e a mistura se queima espontaneamente.

- **Exaustão (4º tempo)**

Os gases de escape são expelidos quando o pistão sobe.

Esses simples princípios operacionais oferecem diversas possibilidades de aumentar o rendimento de potência do motor, entre elas a turboalimentação.

A turboalimentação é feita através de um turbo-compressor no qual é composto por dois rotores conectados por um eixo. Um dos rotores é o rotor da turbina, que tem a função de aproveitar a entalpia dos gases de combustão que saem do motor e transformá-la em energia mecânica. O segundo rotor é o rotor do compressor, que utiliza a energia mecânica gerada e cedida pela turbina, transmitida via o eixo turbina-compressor para pressurizar o ar externo vindo do filtro de ar.

Ao pressurizar o ar (acima da pressão atmosférica), aumenta-se a sua densidade, com isso aumenta-se o número de moléculas para um mesmo volume. Quanto mais denso for o ar admitido, maior a possibilidade de injeção de combustível, conseqüentemente, mais combustível poderá ser queimado para que a potência do motor aumente em relação à mesma velocidade e volume aspirado. Na figura 5 é possível visualizar o princípio de funcionamento de um motor turboalimentado.

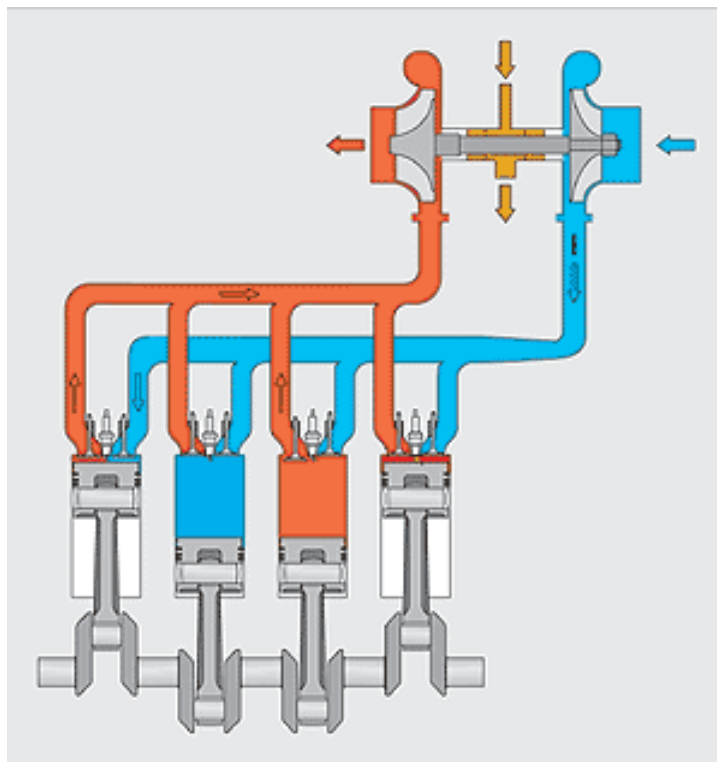


Figura 5 - Princípio de funcionamento motor turboalimentado (Fonte: BorgWarner)

A principal proposta de um sistema de turbo-compressor é o ganho de desempenho onde podemos elevar a potência e o torque consideravelmente em relação aos motores naturalmente aspirados como podem-se perceber na figura 6.

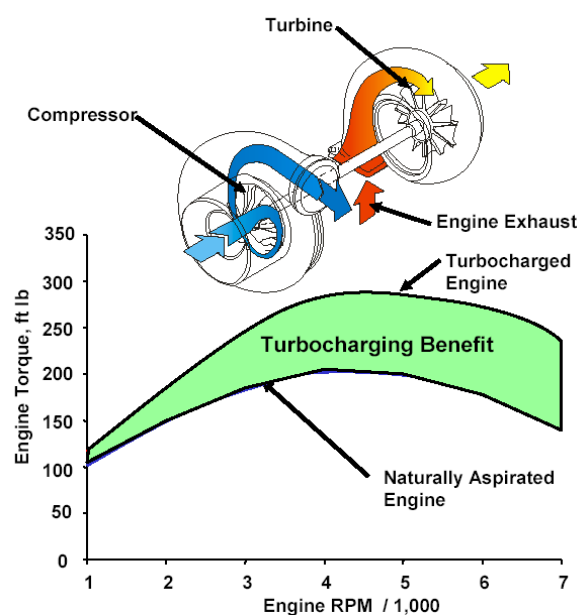


Figura 6 - Comparativo de torque pela rotação entre um motor turbinado e um naturalmente aspirado (Fonte: Garrett)

4.2 PRINCIPAIS COMPONENTES

Para que o turbo-compressor exerça a sua função, diversos componentes estão relacionados a este sistema. Cada componente é sistematicamente projetado e dimensionado para que proporcione um melhor aproveitamento das energias provenientes do motor favorecendo assim o seu desempenho.

O turbo-compressor é dotado dos seguintes componentes:

- 1) Mancais ou rolamentos;
- 2) Circuito de entrada de óleo;
- 3) Carcaça da turbina;
- 4) Rotor da turbina;
- 5) Carcaça central;
- 6) Circuito de saída de óleo;
- 7) Carcaça do compressor;
- 8) Rotor do compressor;
- 9) Placa traseira.

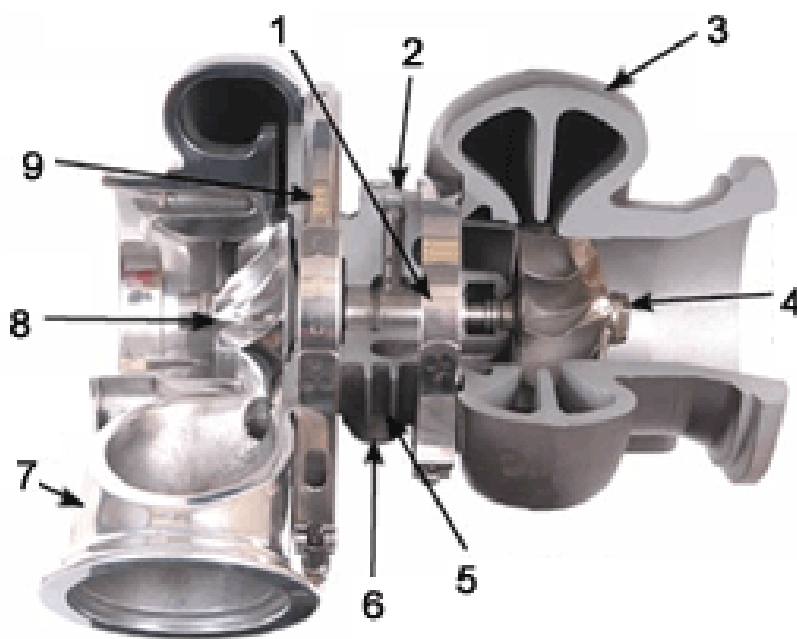


Figura 7 - Turbo-compressor em corte (Fonte: Garrett)

4.2.1 TURBINA

A turbina é um conjunto de componentes, que possuem a função de absorver a entalpia dos gases de combustão provenientes do motor e gerar trabalho para o compressor. De toda a energia fornecida pelo combustível no processo de combustão de um motor, aproximadamente 25% é transformado em potência efetiva, acionando o virabrequim. Outros 30% representam perdas por calor, 9% por perdas diversas (atrito, inércias) e 36% transformado em gases de exaustão, parcela essa a qual utilizamos para o acionamento da turbina, para sobrealimentar o motor através do compressor, aumentando seu torque e potência.

A eficiência do turbo está em torno de 50%, logo de toda a energia empregada pelo combustível, somente 18% dela será reutilizada para a sobrealimentação, conforme exemplificado na Figura 8.

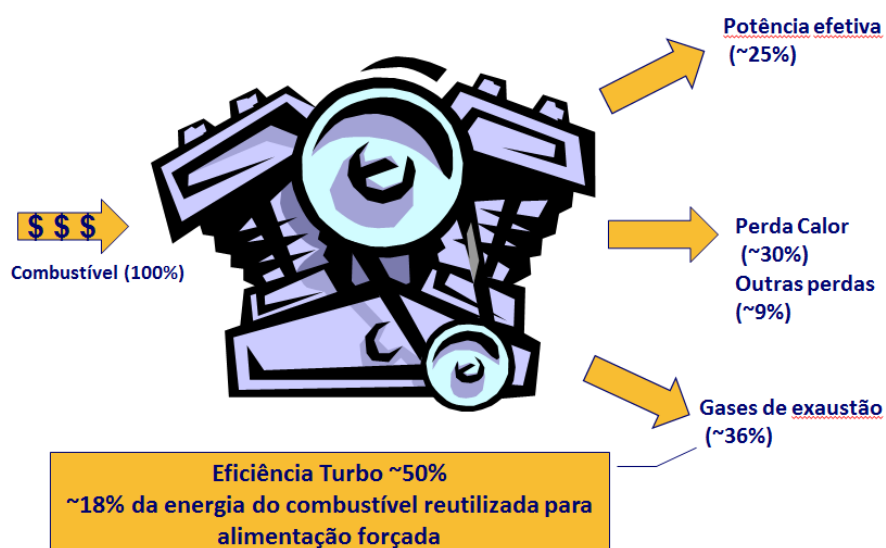


Figura 8 - Eficiência de uma Turbina (Fonte: BorgWarner)



Figura 9 - Turbina em corte (Fonte: Garrett)

A performance da turbina melhora com a queda de pressão entre a admissão e a saída, ou seja, quanto mais gases de escape são acumulados antes da turbina em consequência de uma maior rotação do motor, ou no caso de uma elevação na temperatura dos gases de escape, maior será entalpia acumulada.

O comportamento característico da turbina é determinado pela área específica de vazão, a seção transversal do gargalo e na área de transição do canal de admissão até a voluta. Ao reduzir a seção transversal do gargalo, mais gases de escape são retidos antes da turbina e sua performance aumenta em consequência da elevação na razão de pressão. Uma seção transversal de menor vazão, portanto, resulta em pressões de alimentação mais elevadas.

A área da seção transversal da vazão da turbina pode ser facilmente variada mudando-se a carcaça da turbina.

Além da área da seção transversal de vazão da carcaça da turbina, a área de descarga na admissão do seu rotor também influencia a capacidade de escoamento de massa da turbina. A usinagem do perfil fundido do rotor de uma turbina permite que a área da seção transversal e, portanto, a pressão de alimentação sejam ajustados. A ampliação do perfil resulta em maior área da seção transversal de vazão da turbina.

Turbinas com geometria variável mudam a seção transversal de vazão entre o canal da voluta e a admissão do rotor da turbina. A área de saída para o rotor da turbina é alterada por palhetas direcionais ou anéis deslizantes variáveis, cobrindo uma parte da seção transversal.

Na prática, as características operacionais de turbinas como turboalimentador por gás de escape são descritas por mapas mostrando os parâmetros de vazão em relação à razão de pressão da turbina. O mapa da turbina mostra as curvas de fluxo de massa e a eficiência da turbina para diversas velocidades. Para simplificar o mapa, as curvas de fluxo de massa, assim como a eficiência, podem ser representadas por uma curva média.

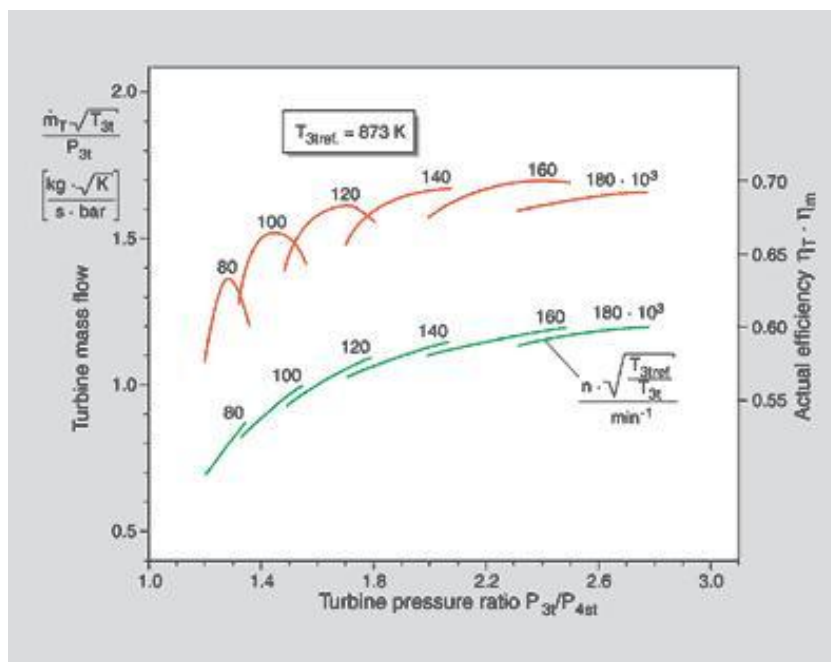


Figura 10 – Mapa de uma turbina (Fonte: BorgWarner)

Para uma alta eficiência geral do turboalimentador, a coordenação dos diâmetros do rotor da turbina e do compressor é de vital importância. A posição do ponto de operação no mapa do compressor determina a velocidade do turboalimentador. O diâmetro do rotor da turbina tem que ser tal qual a sua eficiência seja maximizada nesta faixa operacional.

A turbina é raramente submetida à pressão constante de gases de escape. Em motores comerciais a diesel turboalimentados com pulso, turbinas de câmaras duplas podem ser adotadas e permitem que os pulsos de gases de escape sejam otimizados pois uma razão de pressão mais elevada na turbina é obtida em menor tempo. Assim, por meio do aumento na razão de pressão, a eficiência se eleva, melhorando o importantíssimo intervalo de tempo no qual o seu fluxo de massa é elevado. Em consequência desta melhor utilização da entalpia dos gases de escape, as características da pressão de alimentação do motor é otimizada proporcionando um aumento de torque, sobretudo nas baixas rotações do motor.

A eficiência da turbina é definida através da razão entre o trabalho da turbina e o máximo trabalho que pode ser coberto por uma expansão ideal dos gases de admissão na pressão de saída.

Conforme descrito na equação abaixo. Devido à dificuldade de medir a temperatura de saída da turbina com precisão (por causa das perdas de calor e a variação de temperatura dentro do fluxo), a taxa correspondente de aumento e fluxo de temperatura no lado do compressor é muitas vezes usada para calcular a potência.

Usando o equilíbrio de potência (potência do compressor igual à turbina) e desprezando as perdas de rolamento, a temperatura de saída da turbina pode então ser então calculada. Este método dá uma eficiência de turbina que inclui perdas do rolamento.

$$\eta_t = \frac{T_{0,in} - T_{0,out}}{T_{0,in} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_{out}}{P_{0,in}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad P_t = \dot{m} \cdot C_{p,t} \cdot (T_{0,in} - T_{0,out})$$

Onde

- η_t = eficiência isentrópica de turbina [-]; tendo perdas às vezes incluídas nas características de fornecedores
- T_0 = temperatura Total entrada/saída [K]
- p_0 = pressão Total entrada/saída [Pa]
- κ = relação do calor específico para o gás [-]
- P_t = potência [W]
- $\dot{m}$ = [kg/s] de taxa de fluxo de massa
- $C_{p,t}$ = calor específico para gás de escape [J/(kgK)]

Os principais componentes existentes em uma turbina são:

- Rotor da turbina;
- Carcaça da turbina;
- Eixo;
- Placa de isolamento térmico
- Mancais.
- Anéis de vedação

Rotor da turbina é o componente em formato de hélice, responsável por transformar a entalpia proveniente da movimentação dos gases de exaustão em movimento rotacional.

Os rotores da turbina podem variar de diâmetro, espaçamento, número e ângulo de pás, tipo de fabricação e material de acordo com a proposta de projeto.

Dependendo do tipo de aplicação, das solicitações de pressão e temperatura dos gases de escape, assim como também o ambiente em que a turbina está exposta, alguns materiais devem ser considerados para que tais premissas citadas acima sejam atendidas.

A turbina como um todo pode ser submetida a temperaturas altíssimas (entre 700 e 1100°C), e para que não ocorram fadigas térmicas, algumas ligas resistentes a este tipo de solicitação devem ser aplicadas.

Rotores da turbina apresentam-se normalmente em ligas de titânio e alumínio. Para aplicações mais severas, existem superligas muito resistentes a base de níquel como a Inconel 713C e GMR235 (resistente a temperatura acima de 850°C). Algumas outras soluções para alta corrosão a liga mais utilizada é a INCO 738, para aplicações de competição a liga mais utilizada é a MAR-M 247.

Outro item de extrema relevância no rendimento de um turbo-compressor é a geometria do rotor. Os principais conceitos de rotores utilizados em turbinas no quesito de geometria são: radial, misto e axial, conforme ilustrados na figura 11.

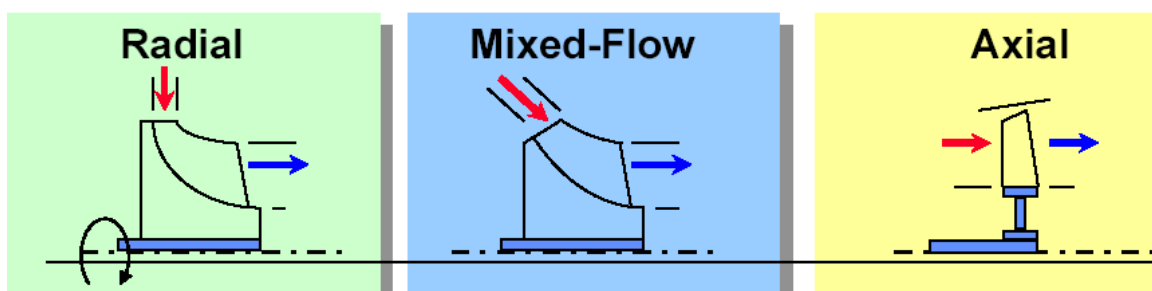


Figura 11 – Rotores radiais, mistos e axiais (Fonte: Garrett)

Uma turbina radial é uma turbina, em que o fluxo do fluido de trabalho é radial ao eixo (90° em relação ao eixo de acoplamento). A diferença entre as turbinas axiais e radiais consiste na maneira com que os fluxos de ar se deslocam ao componente. O resultado é um menor stress mecânico e térmico que permite que uma turbina radial seja mais simples, mais robusta e mais eficiente (em uma escala de poder semelhante como turbinas axiais).

A turbina radial pode empregar uma taxa pressão/ fluxo por estágio relativamente alta em baixas rotações. (4 bar), proporcionando assim uma maior pressão em baixos fluxos de gases. Para aplicações de alta temperatura os rotores radiais levam uma desvantagem em relação aos axiais, o arrefecimento de suas pás fica prejudicado devido a sua geometria. Associadas a anteparos bem direcionados, as turbinas radiais podem gerar altas eficiências, mesmo estando fora de rotação otimizada de trabalho.

Quando se trata de gamas de alta pressão (acima de 4 bar) a turbina radial acaba não sendo a mais competitiva (rotor pesado e caro) e a eficiência torna-se semelhante das turbinas axiais.



Figura 12 - Rotor Radial (Fonte: Holset)

Turbinas do tipo radial são comumente utilizadas para aplicações de baixo fluxo de gases. Em rotores com diâmetro de até 160 mm, usam-se apenas turbinas radiais. Isso corresponde a uma potência do motor de aproximadamente 1000 kW por turboalimentador. A partir de 300 mm, usam-se apenas turbinas axiais. Entre esses dois valores, ambas variações são possíveis.

Turbinas radiais são também utilizadas para baixos fluxos de gases. Associadas a simples estágios se tornam muito eficientes para altas razões de pressão. As turbinas radiais podem também trabalhar sem palhetas direcionais porém não serão tão eficientes.

Como já mencionado anteriormente, turbinas radiais possuem seu fluxo de gases normalmente perpendiculares ao eixo de acoplamento, porém existem alguns ajustes no seu ângulo de incidência dos gases, os quais são estimulados através das palhetas direcionais e que podem proporcionar um melhor aproveitamento do fluxo para o rotor, isto permite com o que a turbina seja mais eficiente a menores rotações.

Como se verifica na figura 13 o direcionamento pode ser direto (a), moderado (b) ou substancialmente desviado (c).

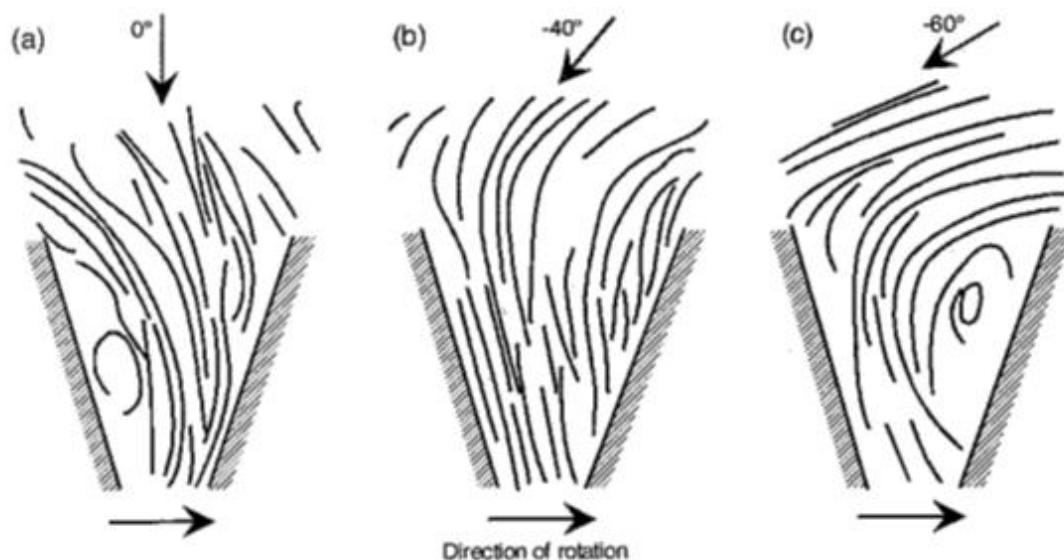


Figura 13 – Ângulos de incidência de fluxo dos gases (Fonte: VTC)

Dependendo do sistema a ser empregado, alguns ângulos de incidência intermediários aos normalmente utilizados podem ser estabelecidos.

Ângulos de incidência estritamente radiais (0°) são frequentemente utilizados porém a incidência ideal é fixada entre valores 20 e 30° , onde as lâminas do rotor rotacionam de forma mais otimizada e mais rápida em relação ao ar de entrada, tangencialmente. Um desvio moderado pode ser aceito com uma modesta degradação de eficácia e pode ser necessário devido ao estresse (baixa velocidade de ponta). Desvio significativo (mais 25°) pode causar enorme recirculação dos fluxos.

A Carcaça ou voluta da turbina propriamente dita é toda a parte externa (corpo) onde são montados todos os componentes da turbina, é pela carcaça da turbina em que os gases de exaustão percorrem, os quais fazem o rotor da turbina se movimentar. Sua temperatura de trabalho pode atingir razões acima de 760°C .

Existem alguns modelos de carcaça no mercado de turbinas, normalmente o seu projeto é feito em conjunto com o projeto de um rotor.

As carcaças são normalmente feitas de ferro fundido cinzento, grafite esferoidal ou alumínio, ou ainda de escassa gama de materiais resistentes a

níquel. Seu processo de fabricação é feita através de uma fundição convencional (molde de areia ou molde permanente). As superfícies funcionais são sempre usinadas e possuem uma região muito bem acabada. O maior desafio de uma produção de carcaças é a sua restrita tolerância e os seus requisitos de fundição onde no caso da grafite esferoidal, a dificuldade de produção é elevada. A carcaça da turbina deve atender alguns requisitos como: resistência ao impacto (ductilidade), resistência à oxidação, alta resistência à temperatura, e resistência à fadiga térmica. Qualquer parâmetro que não seja atendida pode significar perdas catastróficas tanto do componente como do conjunto completo do turboalimentador e por consequência avarias no motor.



Figura 14 - Carcaça da Turbina (Fonte: Holset)

As carcaças estão diretamente relacionadas ao fluxo de gases os quais percorrem pela sua superfície. Existem alguns conceitos de perfis da voluta os quais influenciam diretamente na eficiência da turbina. Os principais conceitos empregados em uma carcaça da turbina são normalmente divididos em:

- 1) Câmaras Simples;
- 2) Câmaras gêmeas;

Câmaras simples, como é notado na figura 14 não possuem divisões de fluxo. Com isso, as carcaças simples são mais fáceis de se produzirem, pois não possuem as repartições, o que privilegia um modelo de fundição menos elaborado, refletindo também na confecção do molde. Elas são também mais robustas pois a ausência de inúmeros compartimentos evita o acúmulo de porosidade, problemas estes comuns em um processo de fundição.

Outro ponto positivo é a possibilidade de se adotar palhetas direcionais fixas devido ao seu espaço interno privilegiado. Pelo fato da turbina simples ser de fácil produção em relação às volutas duplas, o volume de produção é alto e consequentemente problemas de qualidade podem vir a ocorrer em maior frequência.

Do ponto de vista de eficiência, as volutas simples perdem em relação aos modelos duplos devido a falta de conservação de pulsação, o que prejudica a eficiência em baixas rotações.



Figura 15 - Câmara simples da Turbina (Fonte: BorgWarner)

Câmaras gêmeas, como o próprio nome já diz é uma carcaça onde a sua sessão é dividida. No caso de projetos mais modernos utiliza-se a carcaça de seção dupla para que as pulsações dos gases sejam melhor aproveitadas, como a carcaça é dividida, o layout do sistema pode ser dividido por cilindros,

desta forma as ondas pulsativas são melhor coordenadas entre uma combinação de cilindros, otimizando assim as ondas em favor da rotação do rotor da turbina. Como benefício deste conceito, são melhores respostas a baixas rotações. Suas desvantagens são as dificuldades na implementação de palhetas direcionais e alta perda por fricção.

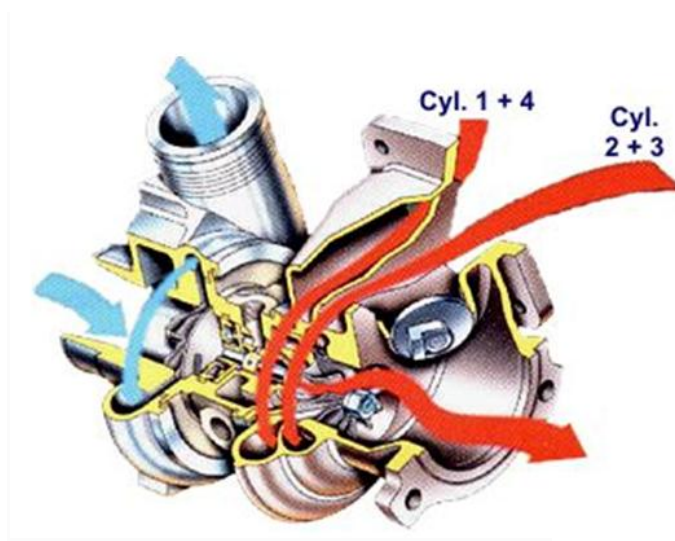
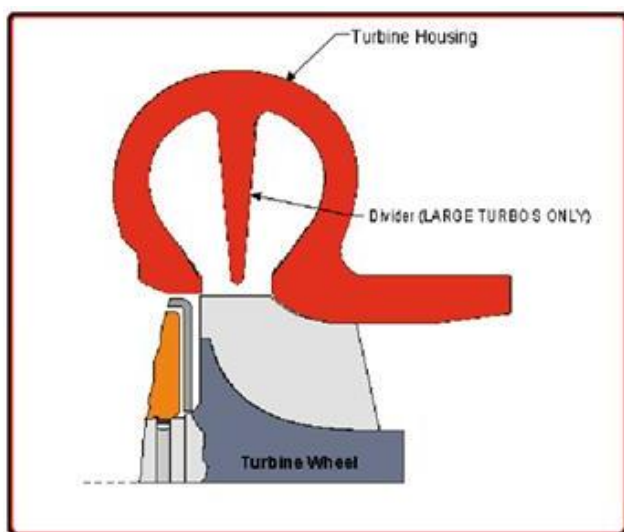


Figura 16 - Câmaras gêmeas da Turbina (Fonte: BorgWarner)

Outro item muito importante que se deve levar em conta em uma carcaça é a relação A/R.

A relação A/R é uma razão entre a Área da seção transversal da turbina (A), e a distância entre o centro do rotor e o centro da área da seção transversal (R). Para toda e qualquer turbina, $A_1/R_1 = A_2/R_2 = A_3/R_3 = A_4/R_4 = A_5/R_5 = A_6/R_6$, então podemos afirmar que a relação A/R para uma turbina é constante. A Figura 16 representa a definição da relação A/R de uma turbina.

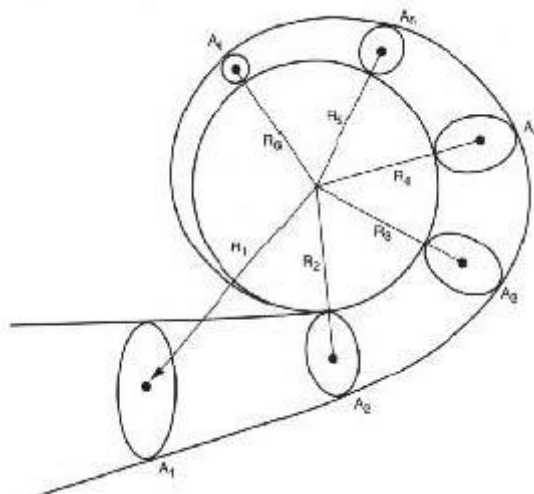


Figura 17 - Definição da Relação A/R

Curiosidade: A relação A/R está gravada na carcaça da turbina e varia de uma para outra, podendo ser de 0,3; 0,33; 0,48 até 1,2; 1,4.

4.2.2 CARCAÇA CENTRAL

A carcaça central (também chamada de centro de habitação) é um componente estrutural muito importante no conceito do turboalimentador, sua função principal é apoiar o grupo de giro e suas carcaças e distribuir o óleo para que este grupo se mantenha funcionando. A carcaça é normalmente fundida e o material é o ferro fundido cinzento. É neste corpo onde os mancais (flutuantes ou de rolamentos de pressão) estão montados.

A carcaça central é um componente vital ao sistema de giro do turboalimentador. Como os mancais precisam girar de forma precisa e sem atrito, a lubrificação deve ser precisa, neste caso seus dutos devem atender rigorosas especificações de circularidade, retilineidade e acabamento superficial da superfície.

Referente ao fluxo de óleo, sua entrada é normalmente localizada na parte superior. O óleo é então pressurizado e impulsiona os mancais radiais, mancais estes que possuem furos com o objetivo de se movimentar entre o

eixo e o corpo central. Depois que o óleo lubrifica os mancais, ele é escoado por gravidade para a tomada do óleo no fundo da caixa. Um tubo ou uma mangueira está localizado externamente para direcionar o retorno do óleo ao cárter do motor. No caso de carcaças com rolamentos a sua lubrificação é reduzida devido a menor demanda por lubrificação.

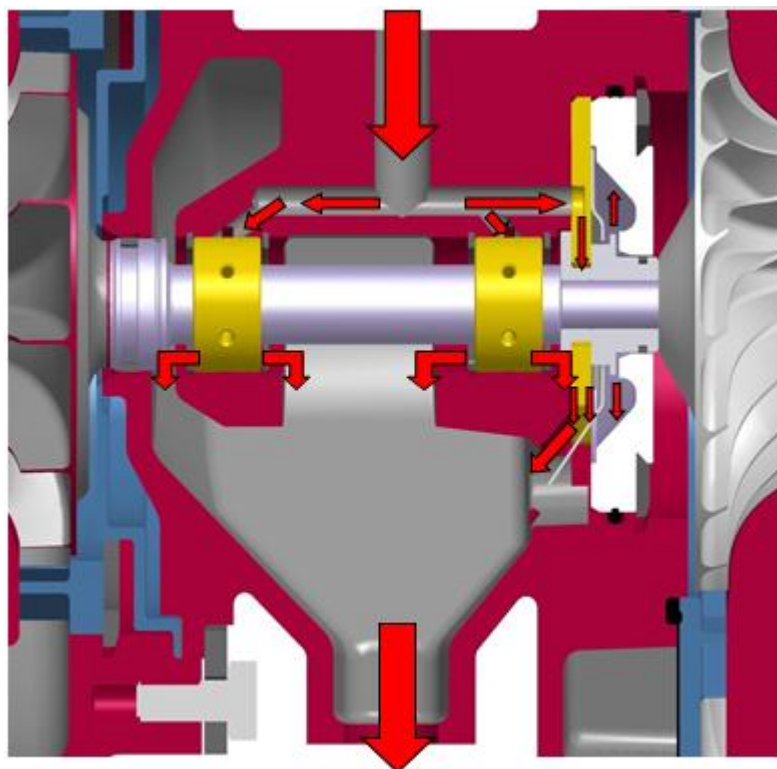


Figura 18 - Fluxo de óleo através de uma carcaça central convencional

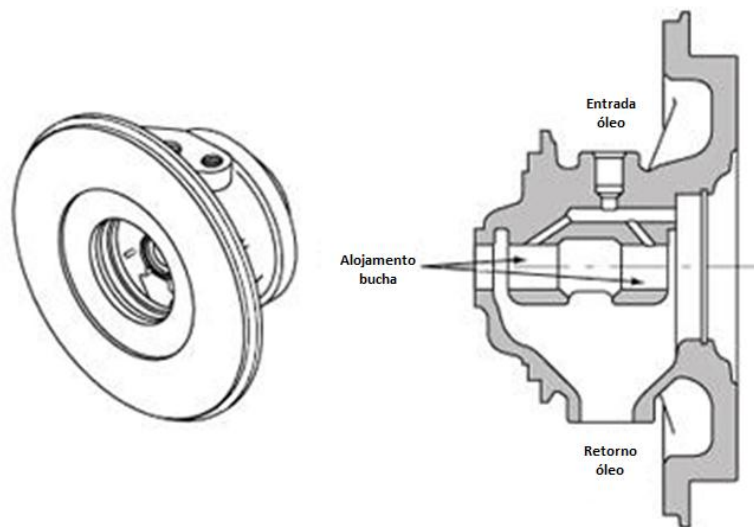


Figura 19 - Carcaça central convencional

O projeto de um corpo central é dotado de inúmeros desafios. Entre vários deles, o maior de todos é como manter o bom funcionamento deste sistema ao longo do tempo nas mais severas condições. Um corpo central convencional não possui arrefecimento do óleo nesta região, sendo arrefecido somente através da movimentação de ambos os rotores. Tanto o rotor como a carcaça da turbina são suportados pela carcaça de rolamento, e ambos são suscetíveis a altas temperaturas.

Em aplicações cujo o veículo de motores a diesel apresente uma ventilação restrita e o seu funcionamento é constantemente interrompido (liga e desliga), o arrefecimento é prejudicado (devido a falta de movimentação dos rotores) e consequentemente o óleo residual em contato com partes excessivamente quentes do rolamento ($\pm 300^{\circ}\text{C}$) deterioram-se, onde eventualmente podem se formar detritos e solidificações como coques e laca. Tal fenômeno é chamado de desligamento à quente (*hot shutdown*) e pode levar o engripamento dos mancais ou até mesmo a restrição na passagem de óleo e o desgaste dos conjuntos. O acúmulo de óleo coberto de coque pode formar borras de óleo, o que também pode impedir que o óleo seja drenado como planejado.

A laca diminui os filmes de óleo de rolamento para um ponto onde a lubrificação não é suficiente e o movimento do eixo não pode ser controlado.

Na figura 20 é possível observar avarias no eixo dos rotores devido ao acúmulo de borras no sistema de mancal.

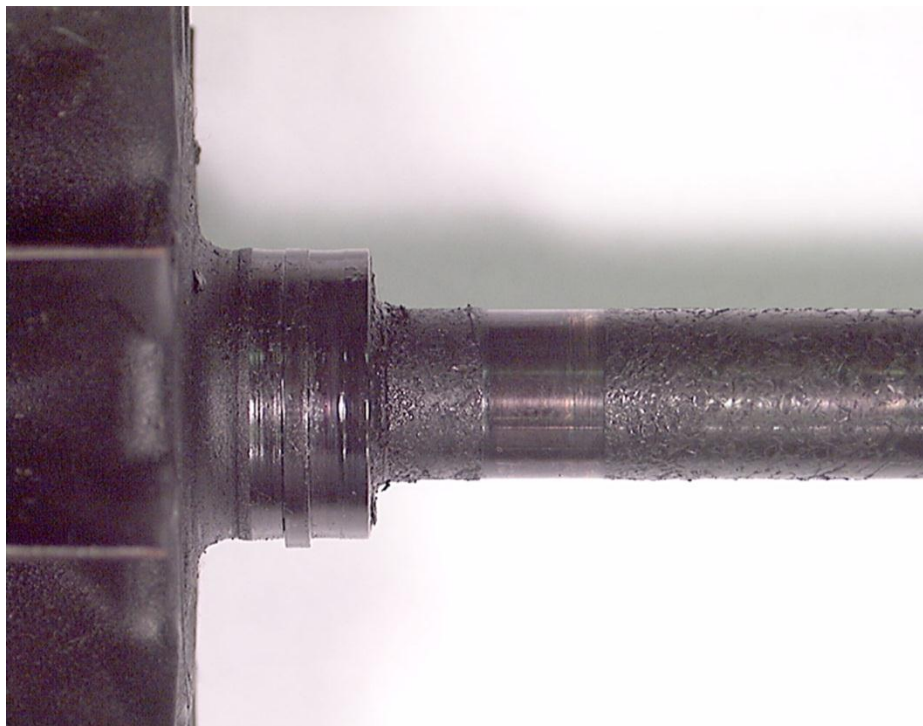


Figura 20 - Eixo + rotor com depósito de óleo deteriorado (Fonte: Holset)

Uma solução para evitar este imprevisto é reduzindo a transferência de calor proveniente dos gases na carcaça da turbina para a região dos mancais, ampliando a cavidade do lado de fora do mancal e isolando o mancal das partes quentes. Além desta cavidade, há também outra maneira de se arrefecer as regiões de alta temperatura provenientes da carcaça da turbina que é a adição de injetores de óleo no corpo central. Desta forma, previne-se a possibilidade de coqueificação do óleo ao desligar o motor, garantindo assim a integridade do sistema.

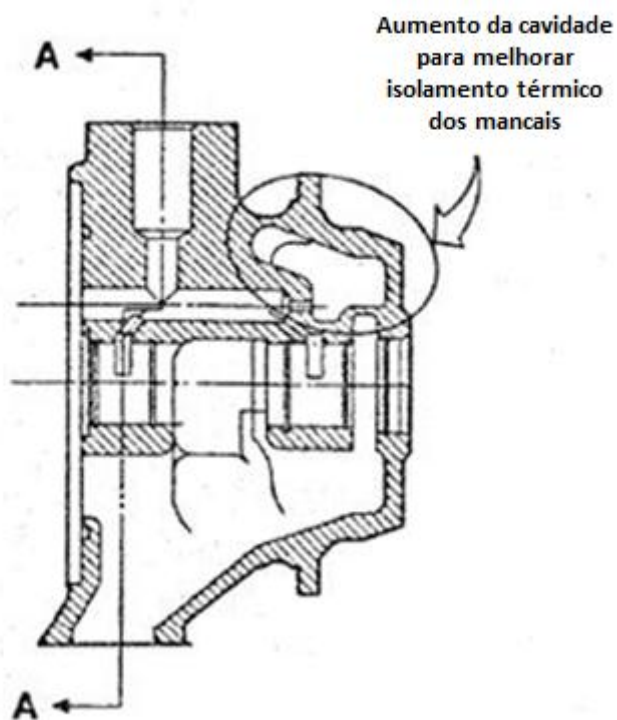


Figura 21 - Carcaça central com cavidade de isolamento térmico (Fonte: Dieselnet)

O conceito mais eficiente para evitar a deterioração do óleo através da alta temperatura no corpo central é ainda o arrefecimento através de líquido refrigerante. Este conceito é dotado de um sistema de arrefecimento independente do circuito de óleo. A cavidade de óleo é parcialmente substituída por tal sistema em regiões limítrofes entre a carcaça da turbina e a carcaça central próximo ao alojamento dos mancais.

A água de entrada é retirada do motor diretamente após a bomba de água, onde a pressão é mais alta e a temperatura mais baixa. A água de saída é então direcionada para a carcaça do termostato. Quando o motor está funcionando, a diferença de pressão de água faz com que a água escorra. Depois de desligar o motor, o efeito termosifão torna possível ter uma certa circulação de água. A porta de entrada deve ser de preferência situada na parte inferior da jaqueta de água e a saída na parte superior.

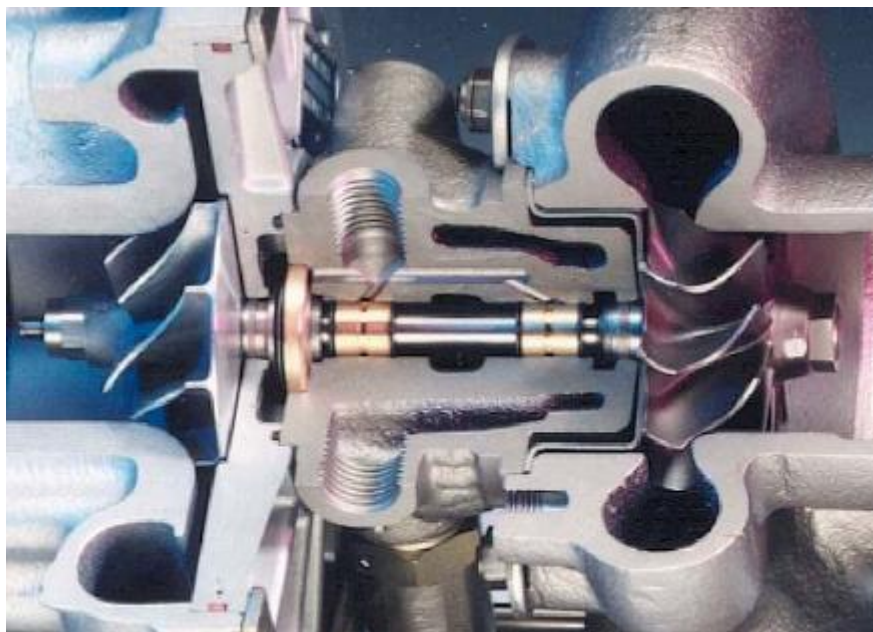


Figura 22 - Carcaça central com circuito de arrefecimento

Neste caso o rolamento da carcaça central acima é do tipo hidrodinâmico (dois flutuantes e o outro um axial) sendo este o tipo mais comum, o qual será melhor detalhado em seguida.

Mancais e rolamentos

O rotor de um turboalimentador gira até 300.000 rotações por minuto. Sua vida útil deve então corresponder à vida do motor, que num veículo comercial pode ir até um milhão de quilômetros. Apenas mancais deslizantes especialmente projetados para turboalimentadores podem atender essas altas exigências a custos razoáveis. ☒

Sistemas de mancais do turbo-compressor são muitas vezes esquecidos, mesmo sendo um componente crítico. Um sistema de mancal corretamente projetado pode significar a diferença entre um projeto, que opera de forma eficiente e resistente durante a vida útil do motor ou que é atormentado por problemas de durabilidade. Sistemas de mancais do turbo-compressor são também componentes que vem evoluindo em face da crescente pressão para redução de emissões e o consumo de combustível do motor. Motores mais recentes muitas vezes exigem uma eficiência do turbo-

compressor muito mais elevada que, em muitos casos, podem ser parcialmente alcançadas por redução de perdas devido ao sistema de mancais.

Além disso, o sistema de mancal do turbo-compressor deve ser capaz de resistir às seguintes condições:

- 1) **Alta pressão axial:** A alta pressão de impulso atuante sobre o rotor do compressor pode criar cargas axiais significativas. Nas turbinas de geometria variável por exemplo, a alta capacidade de pulsação é ainda maior, devido à capacidade de um VGT acionar o compressor a pressões mais altas em baixas rotações. Um fluxo baixo no VGT normalmente significa um ajuste pequeno de seção e de baixa pressão estática atuante no rotor da turbina que é incapaz de compensar significativamente o enchimento correspondente do compressor exigindo do sistema de mancais.
- 2) **Contaminação do óleo:** Longos intervalos de troca de óleo do motor, maior carga e fuligem devido a controles de emissões de motores, como por exemplo, o EGR, pode levar à contaminação do óleo, podendo assim corroer superfícies dos mancais.
- 3) **Atraso de fornecimento de óleo:** A baixa temperatura ambiente e longas instalações de tubos de alimentação de óleo podem aumentar o tempo que leva para óleo lubrificante atingir a região dos mancais na partida do motor. Mesmo em marcha lenta a velocidade do turbo-compressor pode estar relativamente alta, podendo levar a possíveis problemas com desgaste do sistema de mancal por falta de lubrificação.
- 4) **Desligamento à quente:** Como já comentado anteriormente, a operação contínua em alta temperatura de exaustão seguida imediatamente por um desligamento do motor sem um período em marcha lenta pode causar superaquecimento localizado e coqueificação do óleo na carcaça do mancal e danos subsequentes às superfícies dos mancais.

Os sistemas de mancais são os sistemas de rolagem primários usados em modernos turbo-compressores. Os principais conceitos de mancais e rolamentos mais utilizados em turboalimentores são:

- 1) Mancais Flutuantes;
- 2) Rolamentos;



Figura 22 - Exemplos de mancais de turboalimentadores (Fonte: Honeywell, IHI)

Em um design totalmente flutuante, o conjunto é fornecido com folga entre o mancal e o eixo e o mancal e a caixa. Sua posição é suportada entre dois filmes hidrodinâmicos. Mancais totalmente flutuantes giram em menos da metade da velocidade do eixo. No caso de um sistema totalmente flutuante, a montagem é dotada de dois mancais individuais, um perto da roda do compressor e o outro perto da roda de turbina. As folgas adotadas são entre 0,02 e 0,05 mm entre o eixo e o rolamento e 0,07 a 0,1 mm entre o mancal e a carcaça.

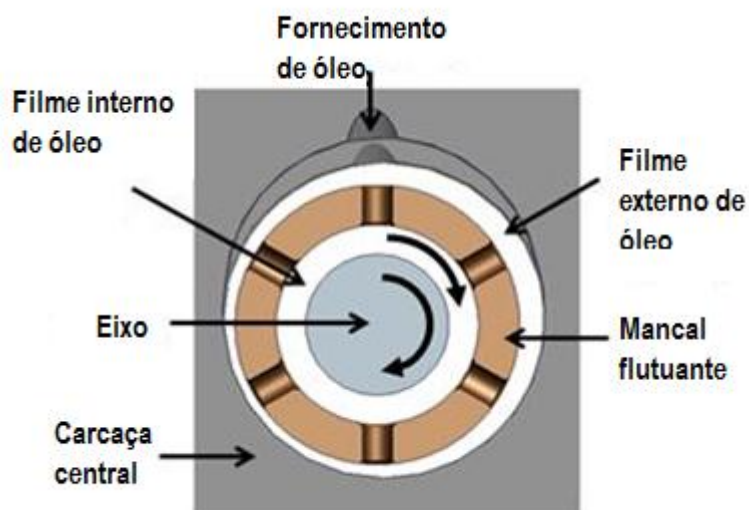


Figura 23 – Fluxo de óleo em mancais flutuantes (Fonte: Honeywell, IHI)

Mancais flutuantes são utilizados sempre que possível, de baixo custo e fácil montagem ao sistema, possuem também um alto potencial de redução de perdas por fricção. No entanto, estão sujeitos a instabilidades no filme de óleo externo que podem levar a mobilidade axial excessiva do rotor podendo reduzir a vida do sistema. Neste caso o emprego de anel trava e um mancal axial é fundamental para a sua estabilidade axial.



Figura 24 – Diversos conceitos de mancais axiais (Fonte: Honeywell, IHI)

Os rolamentos são também uma importante alternativa comercialmente utilizada ao turbo-compressor. Os rolamentos de esferas, também chamados de rolamentos de anti-fricção substituem tanto mancais radiais como os axiais em um único pacote.

Existem inúmeros exemplos das aplicações de rolamentos de esferas para turbo-compressores de produção em série. Em 1989, a Nissan introduziu o primeiro motor de carro de passageiros com rolamentos de esferas (no caso esferas de aço). Em 2000, a IHI introduziu o primeiro turbo-compressor com rolamentos de esferas cerâmicos híbridos em automóveis de série. No anos de 2007, outros motores que fizeram uso de rolamentos de esferas cerâmicos híbridos incluindo motores pesados como o da Caterpillar foram: o motor diesel da Ford Powerstroke e motores à Diesel para automóveis como a Mercedes 3.0L V6, ambos em 2011.

A Honeywell e a IHI são dois fabricantes de turbo-compressor que fazem uso de sistemas de rolamento de esferas em pesados e automóveis de produção em série. Enquanto outros fabricantes têm sido convencidos que rolamentos de esferas são a melhor escolha para turbo-compressores, citando a durabilidade, custo e problemas de ruído como razões para não usá-los, isso parece estar mudando. Em 2012, por exemplo, a Cummins anunciou que tinha desenvolvido sua própria solução de rolamento de esferas do turbo-compressor.

A figura 25 mostra uma disposição da carcaça central com rolamento de esferas.

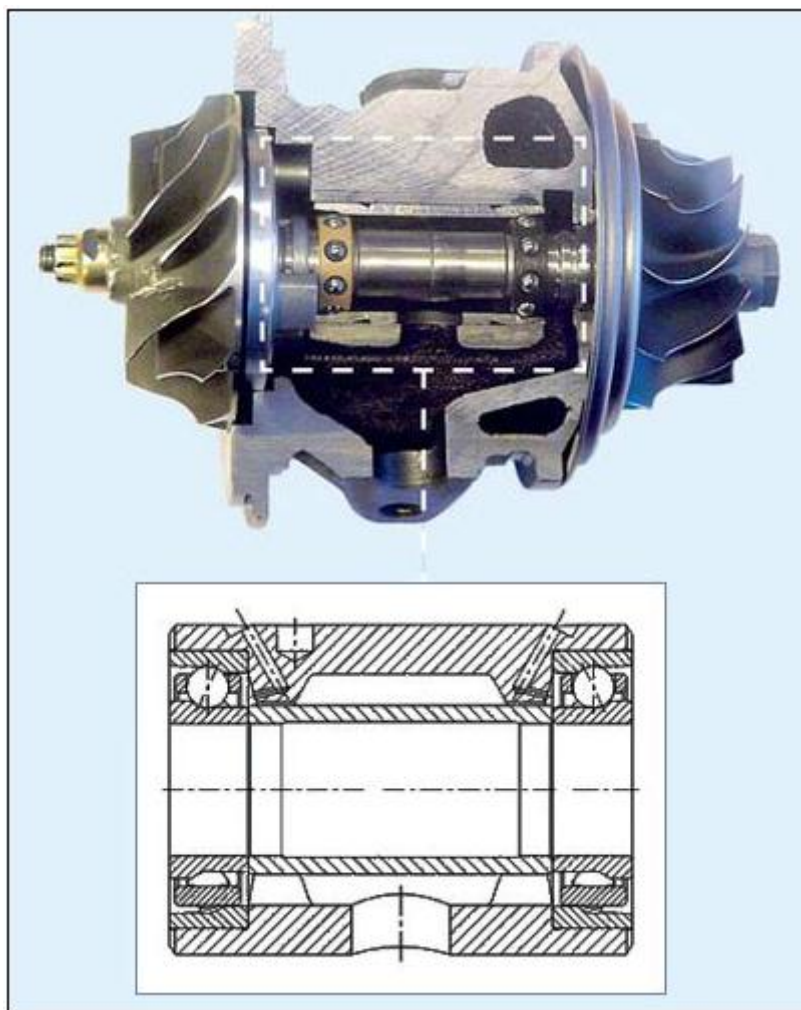


Figura 25 – Turbo-compressor com rolamentos de esfera (Fonte: SKF)

Rolamentos de turbo-compressores podem utilizar esferas feitas de aço ou do que chamamos de rolamentos de cerâmica híbrida, construída com pistas de aço e esferas de cerâmica. Tais rolamentos são feitos de nitreto de silício (Si_3N_4).

Esses rolamentos oferecem uma significativa redução de fricção comparando-se aos mancais.

Com relação ao desempenho dos rolamentos, a perda equivalente por fricção é definida como a diferença entre a velocidade do ar da turbina ao quadrado incluindo ou não a seção de teste de mancal ou rolamento. Dois aspectos são percebidos em relação à benefícios da fricção: (1) Rolamentos possuem baixa fricção independente do fluxo de óleo e (2) o fluxo de óleo nos

rolamentos de esferas pode ser reduzido à mais baixa fricção do arrasto viscoso do lubrificante.

O rolamento de esferas de cerâmica híbrido exibe quase o mesmo atrito em comparação com o rolamento de esferas de aço, é ainda capaz de fornecer menores perdas por fricção, pois é capaz de operar confiavelmente com um fluxo muito baixo de óleo lubrificante.

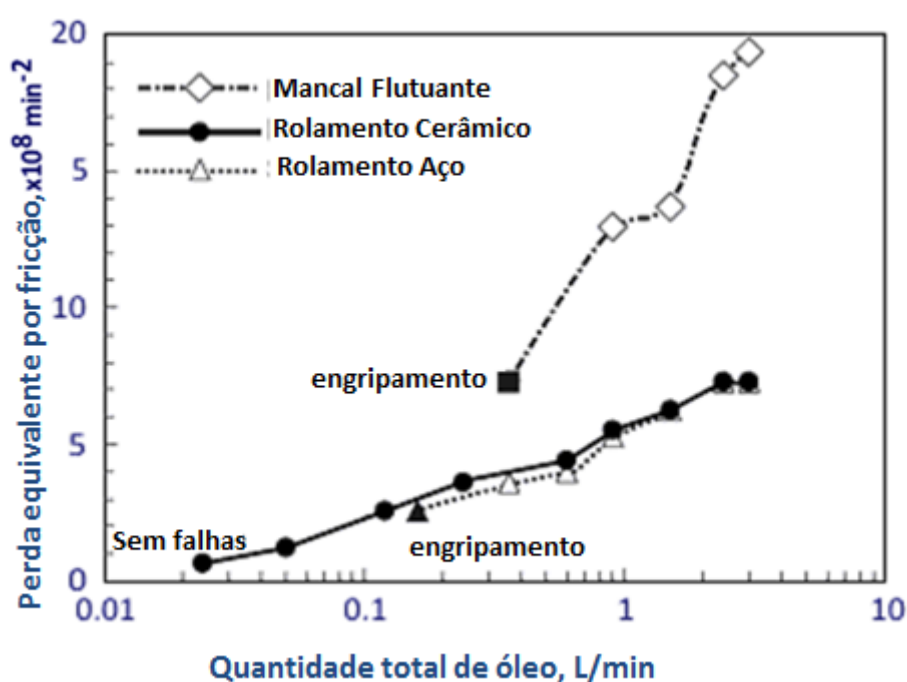


Figura 26 – Impacto do tipo de sistema associado ao fluxo de óleo nas perdas por fricção

Em relação a expectativa de vida, rolamentos de cerâmica podem oferecer maior durabilidade se compararmos ao de esferas de aço. Isto pode ser notado num gráfico comparativo de vida, onde a expectativa de vida em horas é plotada em função do parâmetro “DN” (DN= largura do corpo X rotação em RPM). Para um rolamento de aço e um rolamento cerâmico. O parâmetro DN é uma medição normalmente utilizada para medir a rotação em rolamentos, um fator crítico utilizado na expectativa de vida desses componentes. Como ilustrado no gráfico, rolamentos cerâmicos oferecem em torno de 50% a mais em fator DN ou se fixarmos tal fator, pode-se garantir de 2 a 10 vezes a sua

durabilidade comparando-se com o esferas de aço onde ambos utilizam as mesmas pistas de aço.

Mantendo como constante a expectativa de vida, rolamentos híbridos podem então aumentar sua velocidade de rotação para uma determinada geometria, o que beneficia a eficiência dos turbo-compressores.

A redução do fluxo de óleo é também um fator fundamental para a redução de atrito como ilustrado no gráfico. A durabilidade melhorada está relacionada com a tenacidade à alta fratura do nitreto de silício e sua densidade inferior, cerca de 40% do aço. A menor densidade reduz as forças centrífugas agindo sobre as esferas e, portanto, menor o stress de contato sobre a pista exterior do rolamento.

Deve-se notar também que o material do rolamento não é o único fator que afeta o fator DN do rolamento. O método de lubrificação também pode ter uma influência muito importante.

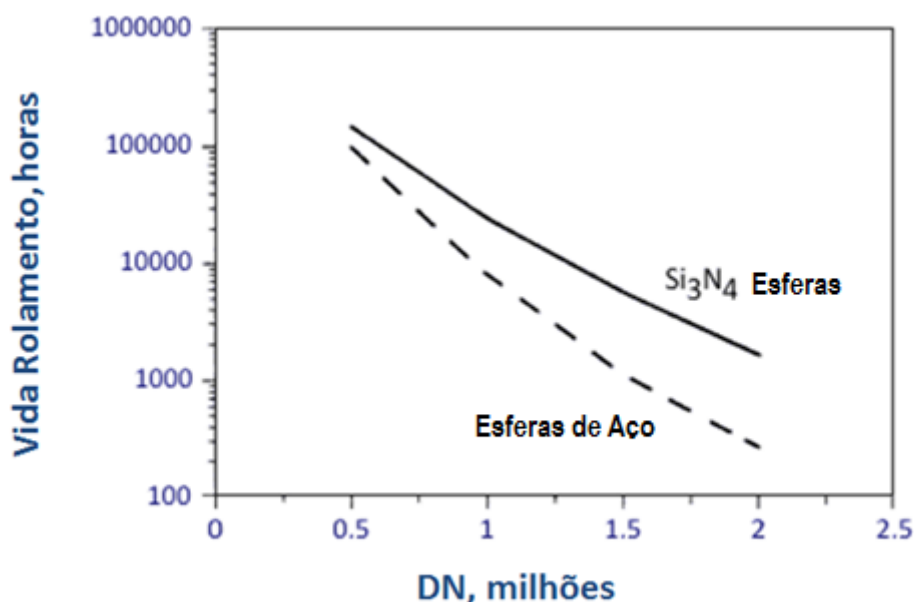


Figura 27 – Expectativa de vida do rolamento por material

Outros benefícios de rolamentos de esferas cerâmicos híbridos incluem uma ordem de desgaste menor na sua pista interna, excelente desempenho em lubrificação marginal, alta durabilidade sob condições de lubrificação

precária, excelente tolerância a contaminantes em lubrificantes, menor geração de calor do que os rolamentos com esferas de aço e redução de ruído e vibração.

4.2.3 COMPRESSOR

O Compressor é um componente que possui a função de elevar a pressão do ar de admissão. Este fenômeno é possível, pois o rotor do compressor está em alta rotação, com isto as pás do rotor realizam um movimento de aspiração do ar atmosférico muito maior em relação a um motor normalmente aspirado. A admissão do ar na câmara de combustão é relativamente maior, o que faz com que a massa de ar existente na câmara de combustão seja muito maior, associando a uma maior quantidade de combustível, o fenômeno de combustão é mais intenso, o que permite maiores potências ao motor equipado com o turbo-compressor. A figura 28 mostra em destaque o lado do compressor de um sistema de turbo-compressão

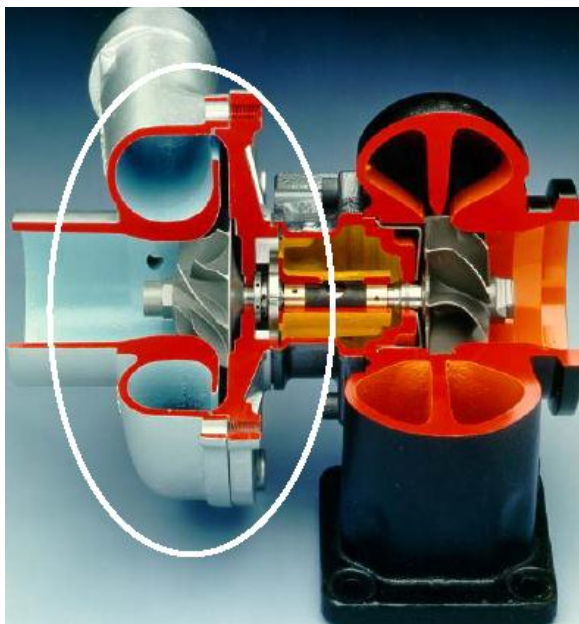


Figura 28– Compressor destacado em corte (Fonte: Garret)

Os principais componentes dos compressores movimentados pela turbina são:

- Rotor do compressor;
- Carcaça do compressor;
- Carcaça central
- Eixo;
- Placa de retorno
- Mancais.
- Anéis de vedação

Os rotores e carcaças possuem em tese as mesmas funções em relação aos componentes da turbina, porém existem diferenças como:

- O fluido movimentado pelo compressor é o ar;
- As solicitações de temperatura da carcaça do compressor são menores em relação à turbina, porém os rotores do compressor sofrem problemas com cavitação;
- O sentido do fluxo do fluido é contrário ao da turbina.

Características de operação

O comportamento do compressor, assim como a turbina, é geralmente definido através de mapas, evidenciando a relação entre a razão de compressão e razão de fluxo corrigido, ou melhor fluxo de massa. A seção aplicável do mapa relacionada com o compressor centrífugo é limitada pela linha de impulso e estrangulamento e a velocidade mássica admissível do compressor.

Devido ao risco de vazamento do corpo dos mancais, condições operacionais onde a taxa de fluxo de massa é elevado juntamente a baixas velocidades do rotor devem ser evitadas.

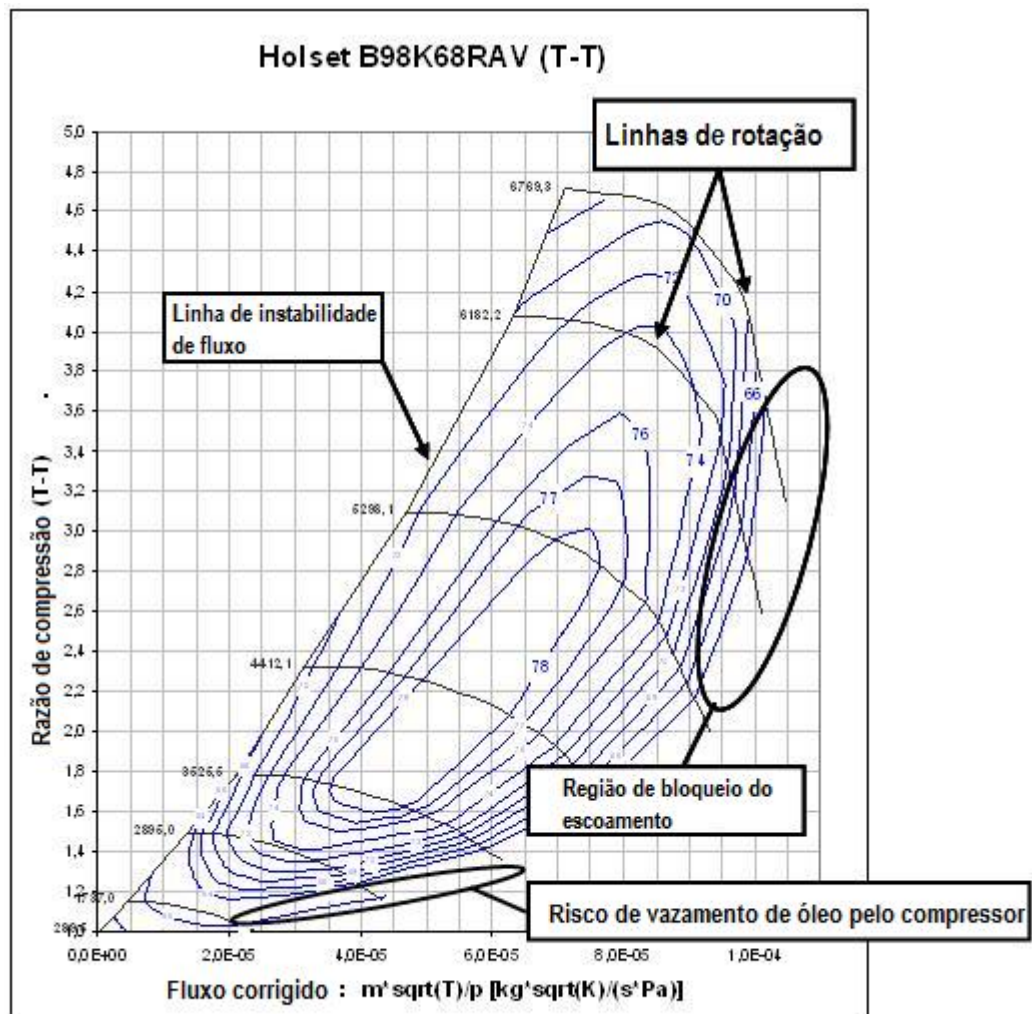


Figura 29 – Mapa do Compressor (Fonte:Dieselnet)

A região central do mapa dentro da linha de contorno mais interna é a área em que o compressor está funcionando em seu pico de eficiência. Esta é a região ideal de funcionamento. Afastando-se da região reduz-se a eficiência do compressor com uma probabilidade de execução instável em condições extremas. A definição de eficiência do compressor e sua potência são mostrados nas equações seguintes.

$$\eta_{ad} = \frac{T_{0,in} \left(\left(\frac{P_{out}}{P_{0,in}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)}{T_{0,out} - T_{0,in}}$$

$$P_c = \dot{m} \cdot C_{p,c} \cdot (T_{0,out} - T_{0,in})$$

Onde

- η_c = eficiência isentrópica do compressor
- T_0 = temperatura Total entrada/saída [K]
- p_0 = pressão Total entrada/saída [Pa]
- κ = relação do calor específico para o ar [-]
- P_c = potência [W]
- $\dot{m}$ = [kg/s] de taxa de fluxo de massa
- C_p, c = calor específico para do ar de admissão [J/(kgK)]

Da equação acima podemos então concluir que para uma razão de compressão específica, a temperatura se eleva, o qual também corresponde à potência exigida necessária para dirigir o compressor, que deve ser minimizada.

Outro ponto importante normalmente localizado do lado esquerdo do mapa do compressor é a linha de instabilidade de fluxo (*surge*) que é um fenômeno indesejável, onde o fluxo de ar através do compressor se torna altamente instável. Isto ocorre quando o fluxo de ar através da entrada do compressor não é suficiente para se atingir o trabalho de compressão desejada na saída do compressor, com isto uma parte do ar já comprimido acaba retornando para a entrada do compressor. Este fenômeno causa uma deficiência na vazão de ar fornecido ao motor gerando flutuações na combustão e conseqüentemente variações abruptas do torque resultante do motor.

Essa instabilidade do fluxo continua em uma frequência fixa e o ruído resultante é conhecido como *hissing noise*.

O fluxo de ar através do compressor é revertido até que uma relação de pressão estável com fluxo positivo seja atingida, a pressão acumula-se novamente e o ciclo se repete.

Para que este efeito indesejável não ocorra e que o sistema proporcional maiores regiões de eficiência, existe um método para incrementar a faixa de regime aplicável do mapa do compressor, especialmente na região de baixo fluxo em relação à alta pressão que é a utilização do “*ported shroud*”, que é uma solução técnica incorporada à carcaça do compressor. Este método é utilizado para fornecer a quantidade certa de ar ao motor.

A aplicação desta solução fornece uma gama aplicável adicional e permite a utilização de um compressor maior, podendo ser utilizado para maiores demandas de fluxo sem o risco do *surge*. A introdução do *ported shroud* geralmente tem um menor impacto negativo sobre a eficiência do compressor (~ 1%).

Podemos entender melhor a solução do *ported shroud* na figura 30.

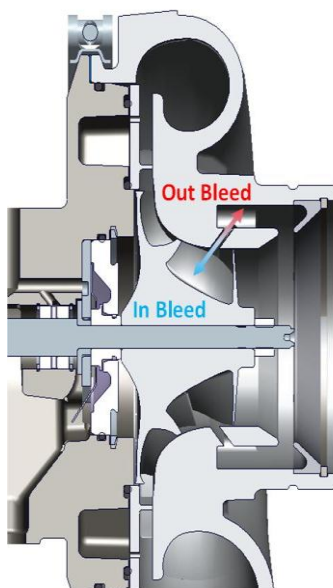


Figura 30 – Compressor em corte mostrando as aberturas *ported shroud* (Fonte:Dieselnet)

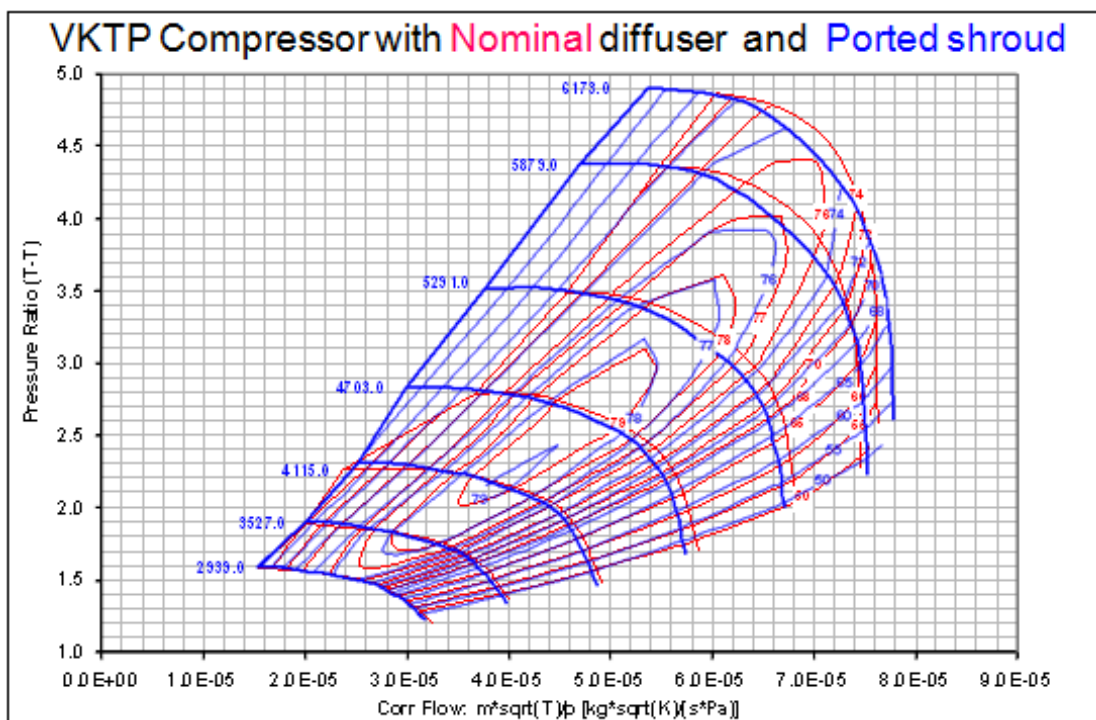


Figura 31 – Mapa do Compressor com o incremento *ported shroud* (Fonte:VTC)

Como é possível perceber no mapa do compressor, baixo fluxo em alta rotação significa aumento de pressão na entrada do rotor e consequentemente drenagem do fluxo de ar para fora da voluta. Alto fluxo significa aceleração de fluxo na entrada do rotor, portanto, queda de pressão e sucção do ar através da abertura (devido à perturbação do decorrente do aumento do fluxo líquido que, no entanto é muito limitado ou insignificante).

Outro fenômeno peculiar em compressores é a região de bloqueio de escoamento, tal característica é notada na região direita do mapa, quando o fluxo de ar é alto (movendo-se próximo a velocidade do som). Quando essas condições operam nesta região, ocorre uma rápida queda de eficiência do compressor. As linhas de iso-rotação do turbo, tornam-se quase que verticais à direita do mapa, próximas as linhas de bloqueio, indicando que um ligeiro aumento no fluxo de massa irá resultar em uma indesejável e rápida redução na taxa de pressurização. A vazão máxima é normalmente limitada pela seção transversal e a forma de lâmina na entrada do compressor.

A região de bloqueio de escoamento pode ser reconhecida pela sua proximidade com as linhas de rotação do turbo, abruptamente decrescentes. No caso de compressores com difusores (*vaned*) podem ter linhas distintas afogando-se também em baixas velocidades de rotação. Sufocada, a operação do compressor torna-se ineficiente onde normalmente devem ser evitadas.

Outro fenômeno comum é o vazamento de óleo pelo compressor, que podem ocorrer em determinadas condições decorrentes da combinação de baixas velocidades de operações e altas taxas de fluxo. A baixa pressão de sobrealimentação (baixa rotação e eficiência do turbo) e a alta taxa de fluxo (promovendo baixa pressão estática de admissão) aumentam o risco de vazamento de óleo da carcaça para o compressor.

Rotor do compressor: Ao contrário dos rotores da turbina que captam a movimentação dos gases de exaustão, o rotor do compressor é responsável por comprimir ar de admissão. Assim como na turbina, os rotores do compressor variam de diâmetro espaçamento de pás e geometria. As geometrias podem ser do tipo: radial, mista e axial, como pode ser visto na figura 32. Elas variam de acordo com o tipo de aplicação.

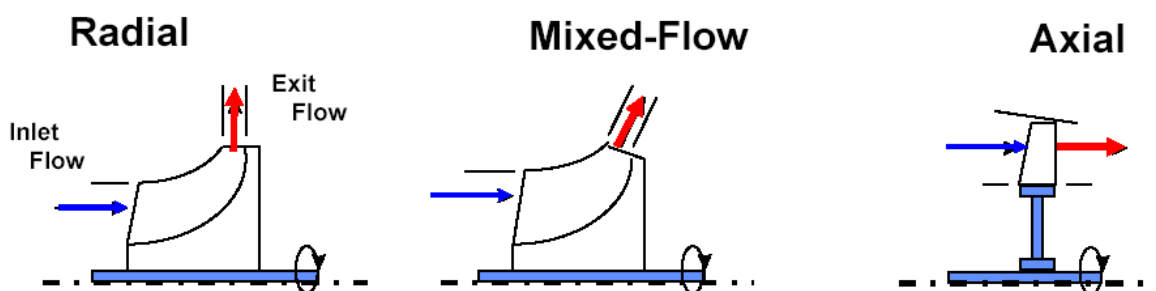


Figura 32 –Tipos de rotores do Compressor (Fonte:BorgWarner)

Os rotores do tipo radial possuem alta razão pressão / estágio (maior que 4/1) já os mistos possuem uma razão consideravelmente boa, com um excelente fluxo de ar devido aos seus ângulos de pá e o rotor axial já possui um razão estágio pressão menor que os dois anteriores, este rotor é aplicado aos compressores de multi-estágios. O maior desafio para os engenheiros é

associar todas as principais qualidades a um compressor. Essas qualidades tão almejadas são:

- Elevado fluxo de ar;
- Alta eficiência;
- Alta razão de pressão;
- Menores dimensões possíveis.

Para isto, algumas questões relacionadas ao desenvolvimento do rotor são primordiais. O perfil das lâminas do rotor tanto da entrada como da saída podem impactar significativamente na performance e na durabilidade. Gerar uma forma apropriada pode ser um compromisso entre o desempenho e o custo de fabricação de um compressor.

Para isto, um bom desenvolvimento das laminas é a extensão do processo de usinagem de superfícies bem específicas. Anteriormente este processo era muito limitado e não existiam grandes variedades de perfis de rotores devido a limitação do processo de manufatura. Tal processo sempre foi demasiadamente custoso e era um gargalo nas produções em largas escalas.

Outra questão de suma importância é a relação entre o diâmetro mínimo (interno) e o diâmetro máximo (externo), chamado de *Trim*.

O diâmetro do *inducer* é definido como o diâmetro onde o ar entra no rotor, o diâmetro *exducer* é definido como o diâmetro onde o ar sai do rotor. Baseado em caminhos de entrada de ar e aerodinâmica, o *inducer* para um rotor do compressor é o menor diâmetro. Para o rotor da turbina, o *inducer* é o maior diâmetro (Figura 33).

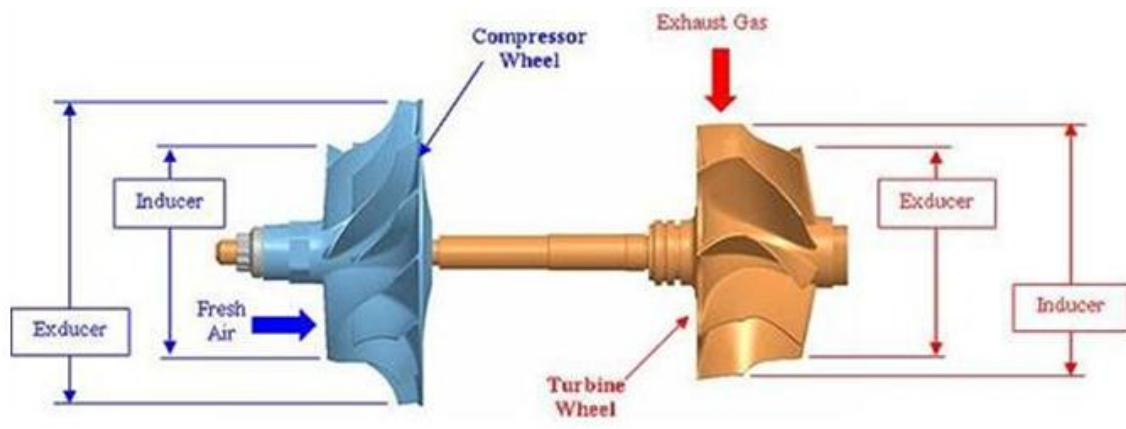


Figura 33 – Ajustante(exducer) e Amontante (inducer) dos rotores do compressor e turbina
(Fonte: VTC)

O *Trim* é a relação entre o menor e o maior diâmetro encontrado no rotor. Este parâmetro é muito influente na eficiência de um turbo-compressor e pode, por exemplo, influenciar na razão de compressão em relação do fluxo de massa, como pode ser visto no gráfico 34.

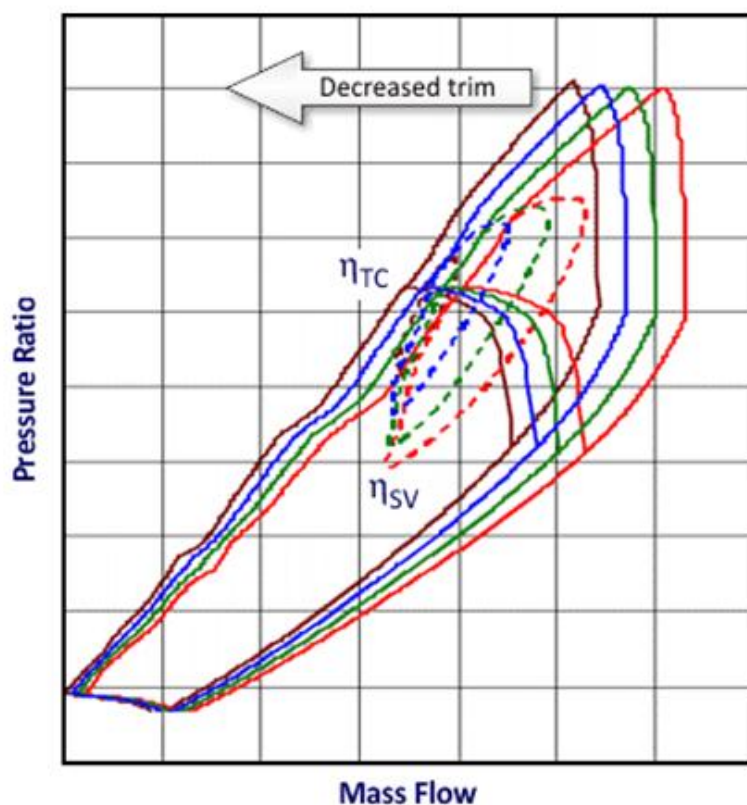


Figura 34 – Efeito do *trim* do compressor no mapa do compressor (Fonte: Dieselnet)

Para o desenvolvimento de um compressor, é importante cumprir algumas etapas neste processo. As principais etapas são:

- 1) Selecionar a condição de aplicação de projeto: vazão, temperatura, pressão (considerando regiões de *surge* e bloqueio de escoamento);
- 2) Selecionar a velocidade de rotação adequada, considerando o tamanho, a eficiência, a faixa de fluxo etc.;
- 3) Estimar meta de eficiência e considerar intervalo necessário ex.: regiões de *surge* e bloqueio de escoamento;
- 4) Determinar o número adequado de lâminas, espaçamento das lâminas, espessura preliminar da lâmina e raio de concordância;
- 5) Programa de criação preliminar: as dimensões de entrada e saída do rotor do compressor assim como os ângulos das lâminas são determinadas. A condição de escoamento é calculada em cinco linhas de corrente na entrada e na garganta e em duas zonas na saída do rotor do compressor.
- 6) Programa de design 3D: A geometria da lâmina de entrada de saída completa é determinada e especificada como coordenadas assim como espessura da lâmina para a superfície interna da carcaça e a superfície de escoamento do rotor do compressor. A geometria do rotor pode ser totalmente usinada por fresamento de flanco.
- 7) Programa *through flow*: análise do fluxo iterativo de diferentes geometrias do rotor criadas pelo programa de design 3D. Centenas de mudanças de geometria são estudadas;
- 8) Programa de CFD: análise aerodinâmica detalhada do rotor, a fim de verificar cuidadosamente o projeto. Normalmente uma parte do modelo completo é modelado. Normalmente em torno de 3 a 10 geometrias são estudadas de forma iterativa;
- 9) Projeto de difusor: se com palhetas direcionais, a geometria é determinada no programa do projeto preliminar. Se sem, é determinada principalmente através de regras práticas ou benchmarking;

- 10) Projeto de geometria voluta / rotor;
- 11) Análise CFD da geometria compressor completo.

Velocidade na a jusante do rotor permitida é tipicamente:

- 500-550 m/s (para Alumínio Fundido);
- 560-590 m/s (para bloco usinado de Alumínio & Titânio);

Temperatura de saída permitida é tipicamente:

- 230 ° C (para Alumínio Fundido & bloco usinado de alumínio);
- 250 ° C (Ti), em que caso o limite não se vêm a partir do volante.

Desta forma podemos cobrir todas as demandas exigidas para um projeto robusto e eficiente de um compressor.

5. CONCEITOS DE TURBOALIMENTAÇÃO

Atualmente os principais conceitos de turboalimentação estão divididos entre: turboalimentação de único estágio, turboalimentação de duplo-estágio e turboalimentação composta (*turbocompound*).

5.1 TURBINAS DE SIMPLES ESTÁGIO

São turboalimentadores comuns, que possuem apenas a captação dos gases através da turbina, fazendo com que o compressor aspire o ar de entrada em apenas um simples estágio de compressão.

Os conceitos de turboalimentação de único estágio estão divididos entre:

- 1) Turbinas de geometria fixa;
- 2) Turbinas de geometria fixa com válvula wastegate
- 3) Turbinas de geometria variável

As turbinas de geometria fixa são as mais usuais e de maior demanda no mercado, porém com as exigências por emissões e performance sendo cada vez mais impostas, alguns adereços como a wastegate e a turbina de geometria variável estão sendo cada vez mais adotados pelos montadores.

As turbinas de geometria fixa com válvula wastegate são turbinas de simples estágio dotadas de uma válvula de prioridade que funciona desperdiçando ou desviando uma parte dos gases de combustão, antes que esse passe pela turbina. Ao desviar parte dos gases de combustão, a velocidade máxima da turbina pode ser controlada, controlando assim a pressão máxima de sobre alimentação. A válvula wastegate tem o seguinte funcionamento:

- tomada de pressão do ar comprimido logo após o compressor;
- a pressão segue por uma mangueira até a válvula;
- quando a pressão do ar comprimido é maior que a pressão da mola, a haste da válvula desloca-se;

- quando a haste da válvula desloca-se, abre-se um orifício (antes da turbina) e os gases de combustão passam por uma saída alternativa;
- como apenas uma parte dos gases de combustão passam pela turbina, a rotação do turbo e a pressão de sobre alimentação é controlada.

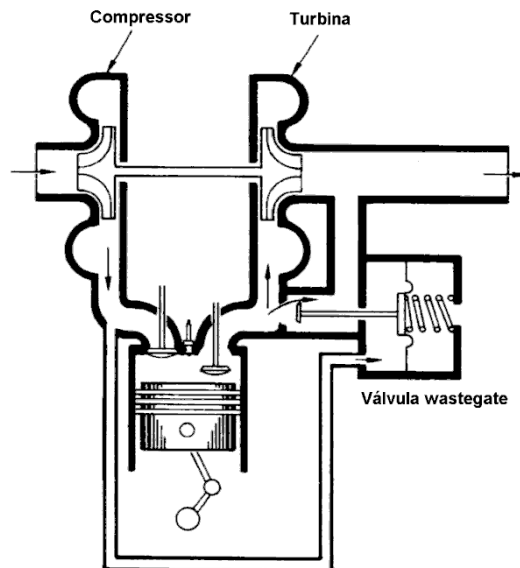


Figura 35 - Válvula wastegate em um Sistema de turbo-alimentação

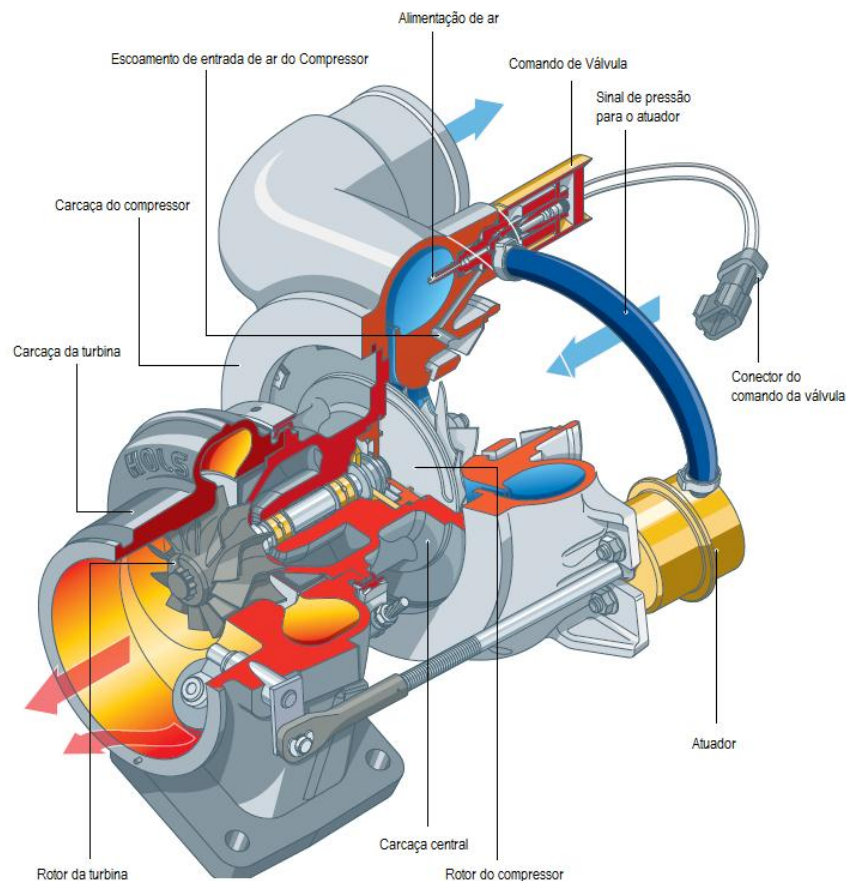


Figura 36 - Turbo-compressor com válvula wastegate (Fonte: CTT)

A válvula wastegate é atualmente a melhor escolha para controlar a pressão de sobrealimentação, porém mecanicamente não possui um conceito perfeito. Primeiramente, funciona desperdiçando parte da energia.

A segunda falha é a necessidade da válvula começar a abrir bem antes de alcançar a pressão máxima, isto para conseguir se estabilizar quando a pressão limite é alcançada. Em outras palavras, se a pressão máxima do sistema está regulada para $1,0 \text{ kgf/cm}^2$, a válvula começará a abrir a partir os $0,5 \text{ kgf/cm}^2$, sendo assim, desperdiçará parte da energia que poderia ser utilizada para acelerar mais rapidamente o compressor. Isto para sistemas mecânicos da wastegate. Já existe, há tempos, wastegate controlada pela ECU do motor utilizando a pressão de sobrealimentação do compressor. Ela gera uma alta pressão de impulso em rotações intermediárias sem exceder a limite de rotação recomendada mostradas no gráfico da figura 37 e 38.

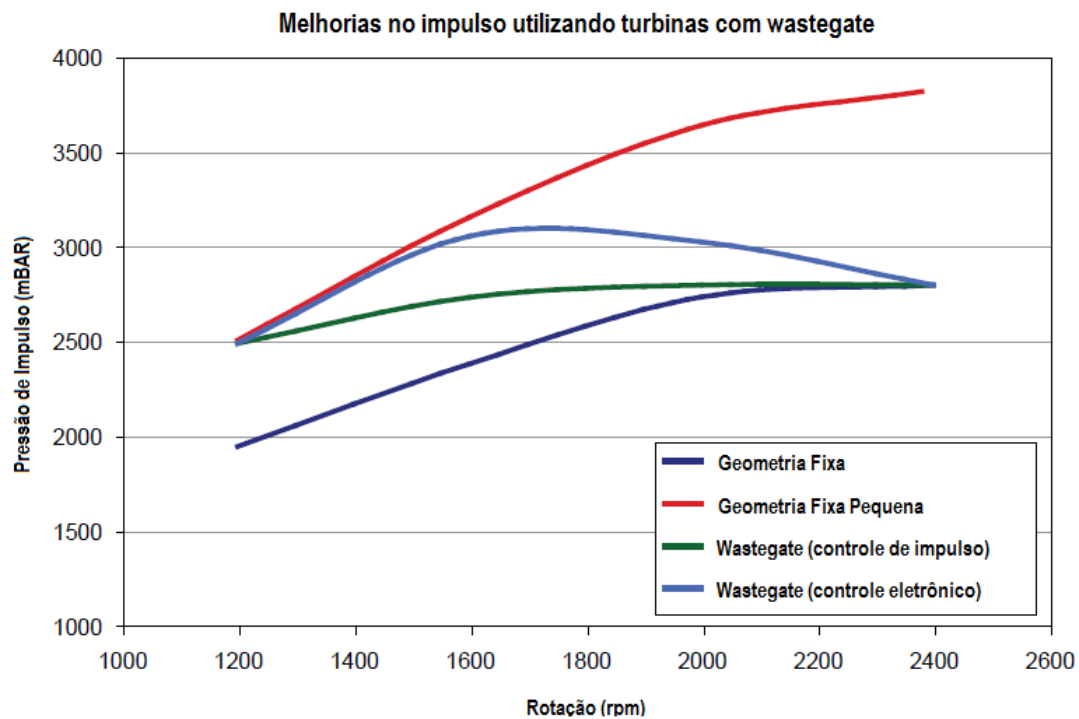


Figura 37 - Efeito do tamanho da turbina na pressão de impulso (Fonte: CTT)

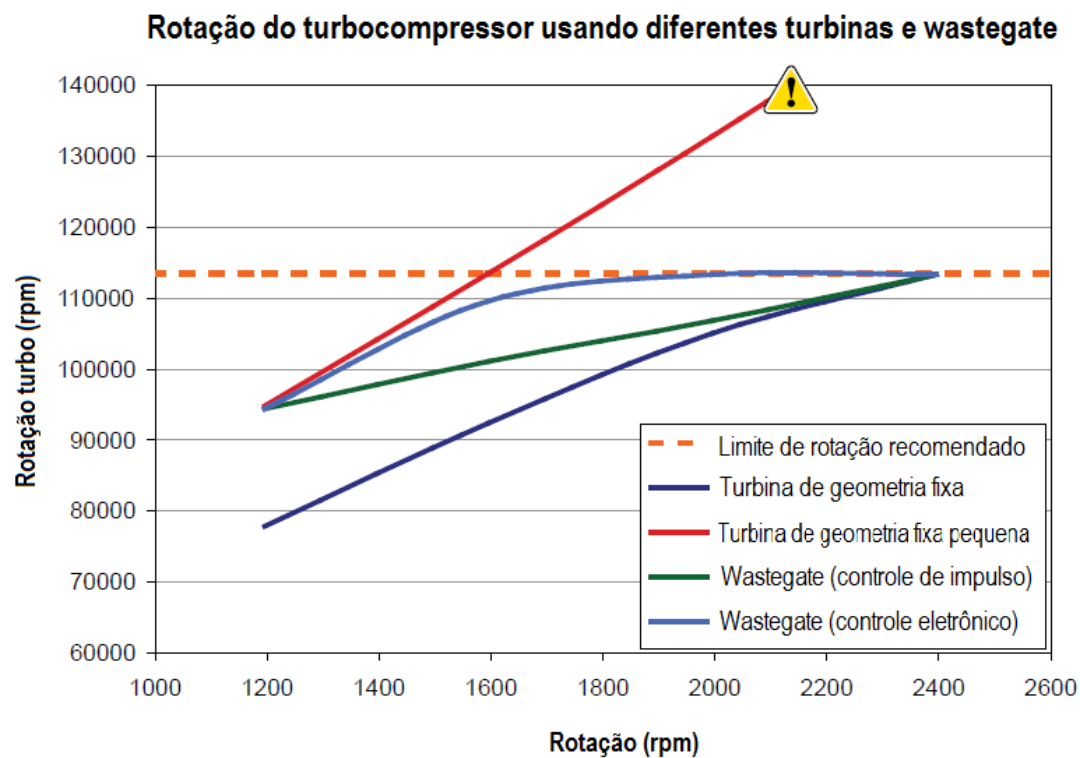


Figura 38 - Efeito do tamanho da turbina na rotação do turbo-compressor (Fonte: CTT)

Além de melhorar a sobrealimentação em baixas rotações do motor, a wastegate é utilizada por outros motivos. No caso, o uso de motores que necessite de controle preciso do fluxo de ar em sistemas de dois estágios podendo usar a wastegate para alterar o trabalho dividido entre as duas turbinas.

Os sistemas de pós-tratamento de emissões nos dias de hoje estão cada vez mais abrangentes, demandando a capacidade de se variar as características da turbina de um turbo-compressor devido aos sistemas de exaustão ter uma contrapressão variável durante sua vida, que afetam as pressões do impulso. Wastegate é ainda uma solução valiosa para a legislação de emissões atuais e futuras, devido à sua abordagem simples e eficaz.

Outra maneira de se controlar o impulso é a turbina VGT, que são opções mais sofisticadas variando a geometria de turbina e controlando as pressões do impulso.

Turbo de Geometria Variável (VGT) Como mencionado anteriormente, o rotor de uma turbina convencional necessita de certa vazão de gases de exaustão para que inicie seu movimento, motivo pelo qual a sobrealimentação de um turbo-compressor inicia-se apenas em maiores rotações.

Como sabemos, para obtermos um grande torque é necessária alta pressão de sobrealimentação e isto normalmente ocorre em altas rotações onde o fluxo dos gases de escape aumenta.

- Os motores modernos necessitavam de um produto que oferecesse maior pressão durante o funcionamento do motor em baixas rotações.
- Nestas condições, a vazão de gases de escape dos motores não seria suficiente para gerar energia em uma carcaça de turbina normal.
- Poderíamos conseguir pressão nestas condições, utilizando uma carcaça de turbina “pequena”. Mas em altas rotações esta carcaça de turbina iria “segurar” o motor, diminuindo a potência e aumentando o consumo de combustível

Capaz de solucionar este tipo de desvantagem, equipes de engenharia desenvolveram um projeto de turbina que varia sua geometria de acordo com a demanda por pressão de sobrealimentação podendo assim aperfeiçoar a captação de gases e prover aumento de pressões de sobrealimentação e

aumento de torque em uma maior faixa de rotação. Conforme mostrado na figura 39.

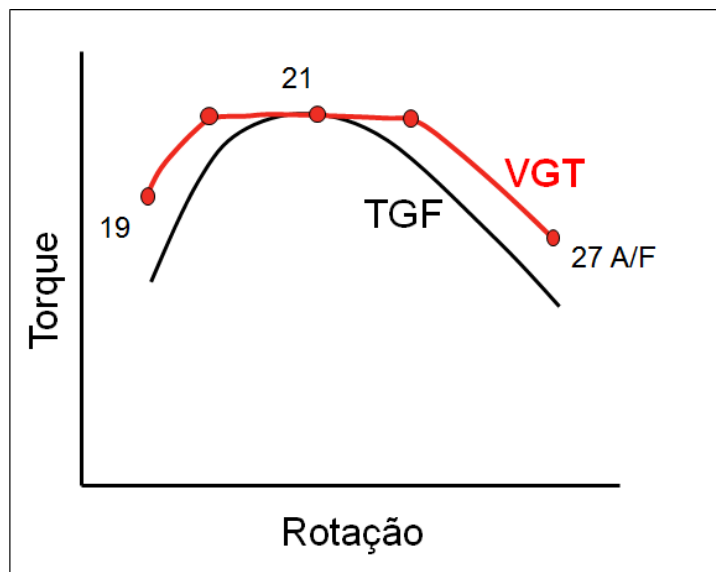


Figura 39 - Efeito da VGT no torque de um motor (Fonte: CTT)

As turbinas de geometria variável têm sido amplamente utilizadas em motores turbo-diesel desde os anos 90, mas nunca foram utilizadas na produção de carros a gasolina até o novo Porsche 911 Turbo. Isso ocorre porque os gases de escape de motores a gasolina são muito mais quentes do que o gás de escape de motores a diesel. De modo geral, o material usado para fazer turbinas VGT não suportava o calor. A Turbina do Porsche 911 usa um turbo-alimentador VGT Borg Warner, que utiliza materiais especiais derivados de tecnologia aeroespacial, portanto, resolvendo o problema de temperatura.

As turbinas VGT possuem dois conceitos de variação de geometria:

- 1) Turbinas com bocais variáveis;
- 2) Turbinas com Aletas variáveis.

A primeira VGT usada na indústria de caminhões pesados foi com a Iveco (1998), usando o atuador pneumático. O conceito de bocal variável utiliza um anel de bocal deslizante.

A posição do anel do bocal define a largura da passagem através do qual os fluxos de gases de escape atuarão, controlando a velocidade do gás

que entra a roda de turbina. A figura 40 mostra em corte uma VGT com o sistema de acionamento do bocal variável.

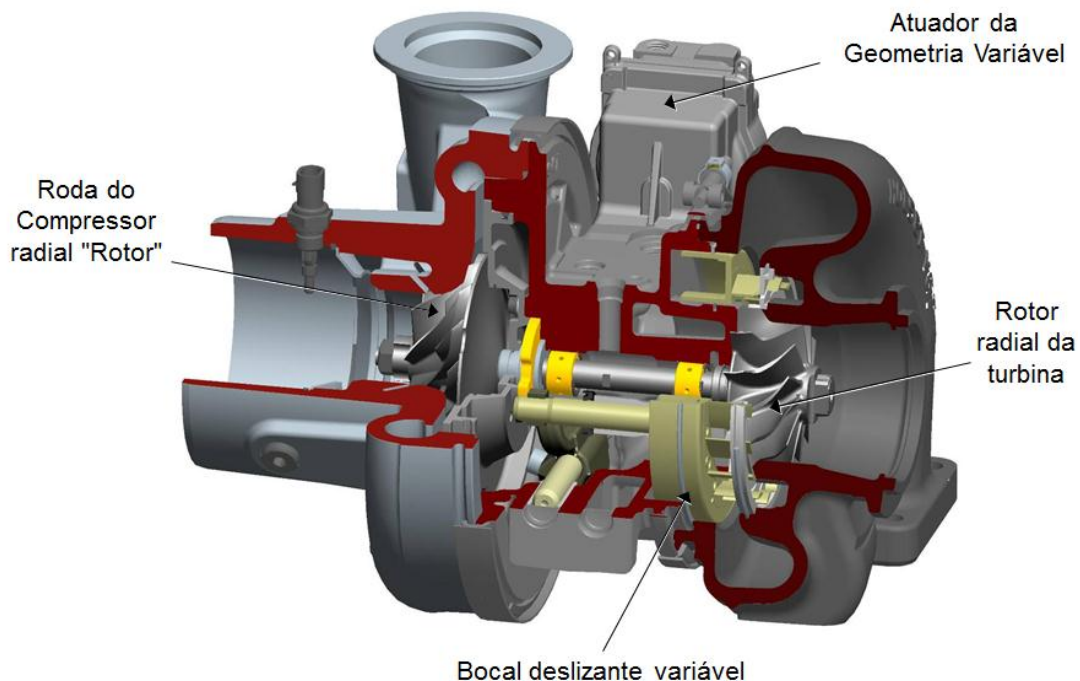


Figura 40 - Holset HE500Ve turbo incluindo tipo 2A de atuador elétrico de Segunda Geração (Fonte: Holset)

O mecanismo de acionamento é um design robusto com uma excelente durabilidade em aplicações de motores pesados. Comandado por um atuador elétrico, o anel bocal é movido axialmente por duas hastes nas partes móveis. A CTT possui um sistema bem simples de acionamento com menos locais em potenciais de desgaste. A maioria dos locais de grande desgaste são lubrificados, garantindo assim uma longa durabilidade deste sistema. Na figura 41 é possível entender o mecanismo de acionamento do bocal deslizante.

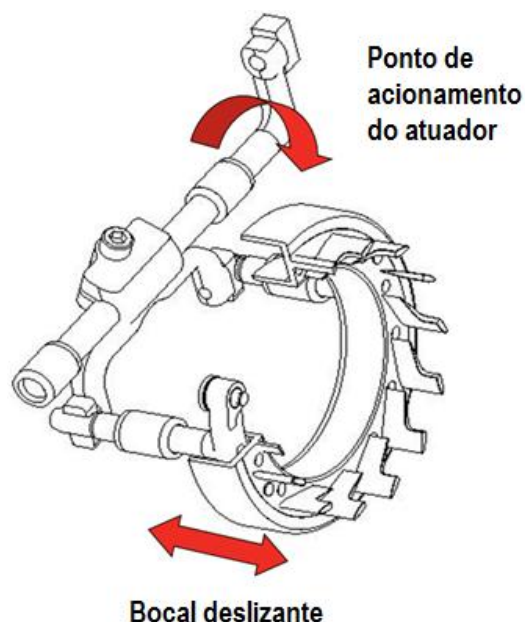


Figura 41 - Mecanismo de acionamento de bocais deslizantes numa VGT (Fonte: CTT)

Os bocais podem ser gradualmente setados e possuem inúmeras posições de funcionamento de acordo com a demanda. Para um melhor entendimento será explicado o que acontece no sistema em 3 situações:

Bocal aberto: área máxima de passagem de gases na turbina, baixa pressão no coletor de escape, eixo e rotor à baixas rotações e mínima pressão de sobrealimentação. Esta situação é normalmente estabelecida em altas rotações onde a pressão de sobrealimentação deve ser controlada.

Bocal na posição intermediária: a turbina começa a reduzir sua área de passagem, conseqüentemente a pressão no coletor de escape aumenta, onde a velocidade do rotor e eixo aumentam juntamente com a pressão de sobrealimentação.

Bocal fechado: a turbina assume uma mínima área de passagem, uma máxima pressão do coletor de escape em virtude do grande gargalo, máxima velocidade do rotor e eixo e máxima pressão de sobrealimentação. Esta situação é estabelecida à baixas rotações onde a pressão de sobrealimentação é necessária ser elevada para que o compressor possa impulsionar o ar no motor e garantir melhor performance. Na figura 42 está ilustrado as 3 posições do bocal anteriormente explicadas.

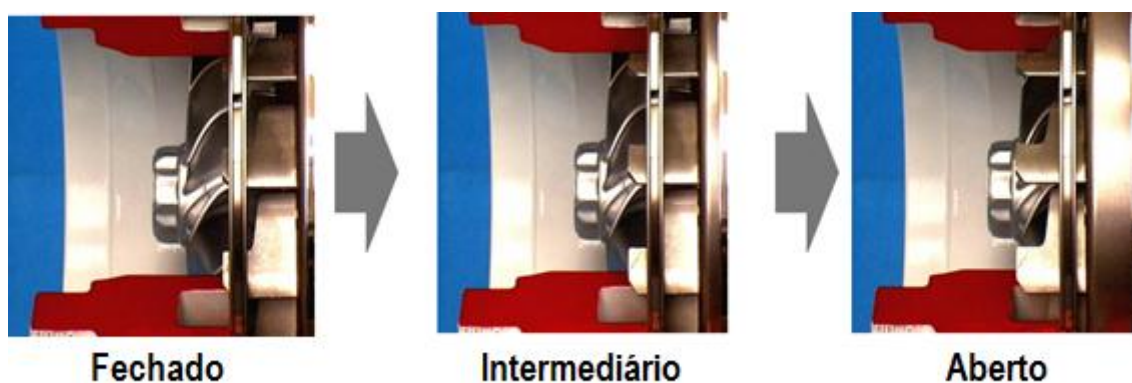


Figura 42 - Movimentação do bocal deslizante em uma turbina VGT (Fonte: CTT)

Vantagens:

- 1) Conceito Simples, uma parte em fluxo de turbina única, movimento não é muito sensível para o desgaste do sistema, design robusto para fabricação.
- 2) Não há necessidade de parada de fluxo externo – batentes no bocal controlam o fluxo mínimo com precisão.

Desvantagens:

- 1) Design caro para construção, necessita de água de resfriamento para o sistema de rolamento e o atuador.
- 2) Força de atuação alta necessária devido à pressão de escape aplicada sobre uma superfície grande deck não naturalmente equilibrada.
- 3) Alta sensibilidade a objetos estranhos, devido a baixas folgas entre o bico e mortalha de placa.
- 4) Baixa flexibilidade de layout (atuador, carcaça do rolamento).

A VGT não têm um conjunto fixo de propriedades, então é necessário a compilação de vários mapas para definir as características da turbina. Geralmente, seis conjuntos de dados de mapa são recolhidos, cada um em uma lacuna de bocal diferente. Programas de simulação interpolam entre os mapas para a definição de cada ponto. Na figura43 é possível verificar o comportamento da VGT em determinados pontos

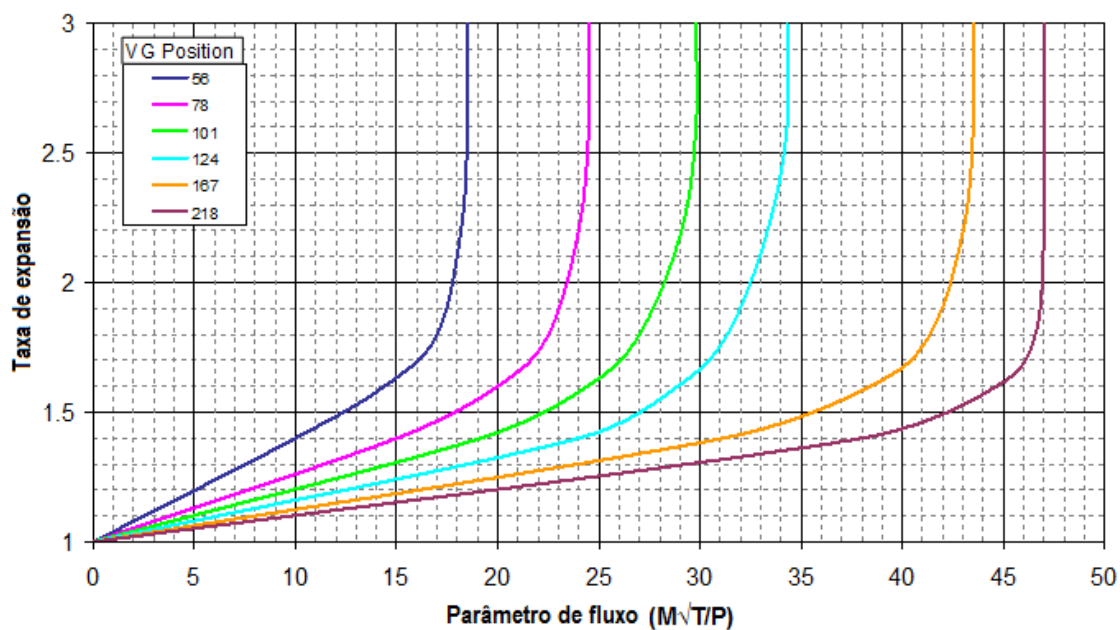


Figura 43 - Curvas de capacidade de captação da VGT (Fonte: CTT)

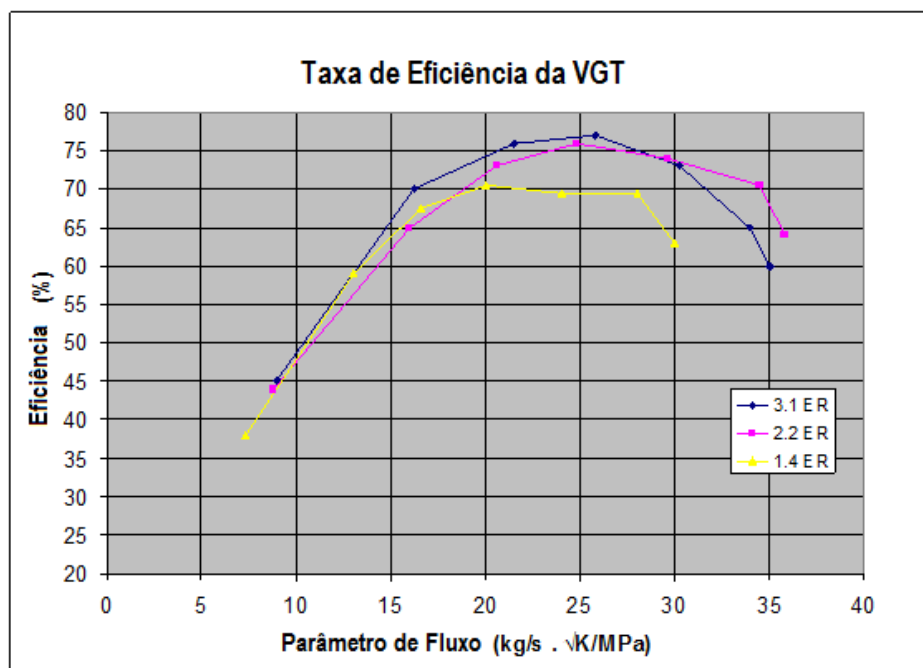


Figura 44 - Taxa de eficiência da VGT em função da razão de expansão (Fonte: CTT)

Como resultado da larga variação da razão de expansão, a VGT proporciona positivamente uma maior abrangência no mapa do compressor atendendo vários pontos de demanda. Nos gráficos seguintes é possível entender como uma VGT pode, em termos de abrangência e eficiência,

substituir a aplicação de uma turbina pequena e uma grande conforme variação de sua geometria.

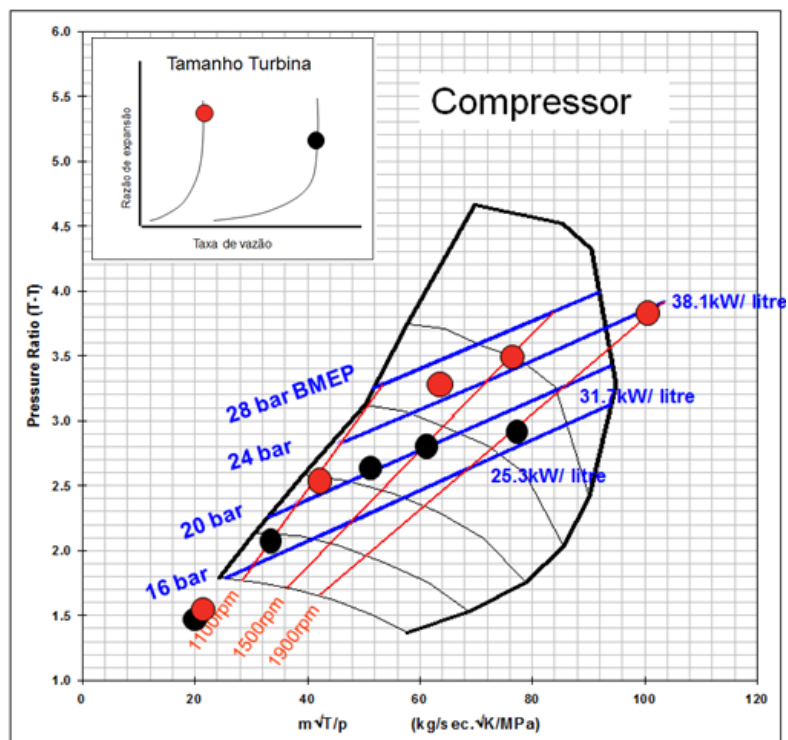


Figura 45 – Abrangência de atuação de um compressor com turbina pequena e grande (Fonte: CTT)

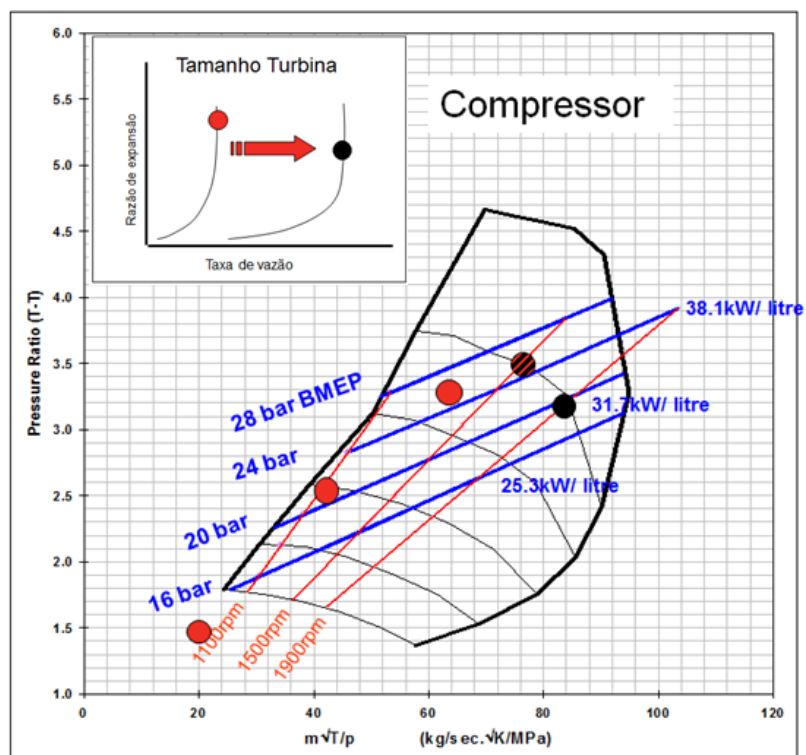


Figura 46 - Abrangência de atuação de um compressor com turbina VGT (Fonte: CTT)

A **VNT (*Variable Nozzle Turbine*)** é outro conceito de turbina de geometria variável, onde a sua geometria também varia de acordo com o fluxo de gases, porém o conceito de variação é por meio de palhetas direcionais ao rotor.



Figura 47 - Turbina VNT em corte dos motores da família cursor da FPT (Fonte: Garret)

Essas palhetas variáveis possuem a função de captar de forma mais eficiente o fluxo dos gases e as direcionar para o rotor otimizando o seu movimento, independente da velocidade nos quais esses gases se encontram.



Figura 48 - Turbina VNT (Fonte: Garret)

Em baixas rotações, os gases a fluxos mais lentos tendem-se a se concentrar mais próximos a cavidade interna da carcaça. Com o intuito de

captar esses gases, as palhetas variáveis por sua vez, encontram-se a ângulos fechados, desta forma podendo aproveitar a movimentação dos gases de forma mais eficiente. A figura 49 ilustra este estágio.

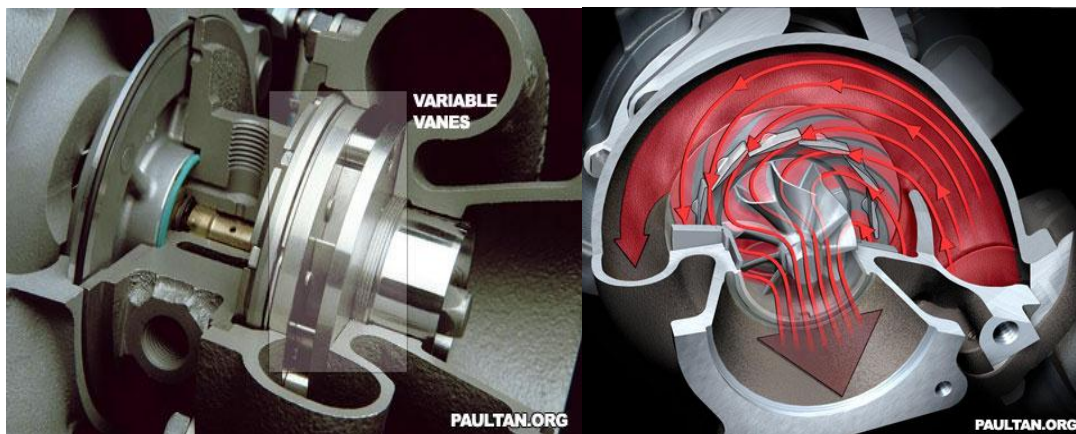


Figura 49 – Estágio inicial de abertura das palhetas VNT (Fonte: Paultan.Org)

Em altas rotações, os gases a fluxos mais velozes tendem-se a se concentrarem mais próximos às extremidades da carcaça, porém o grande fluxo de gases pode ocupar todo o volume da voluta. As palhetas por sua vez permanecem completamente abertas para maior captação desses gases, que por sua vez irão movimentar o rotor de forma muito mais eficiente em relação ao turbo convencional. A figura 50 ilustra esta nova fase.

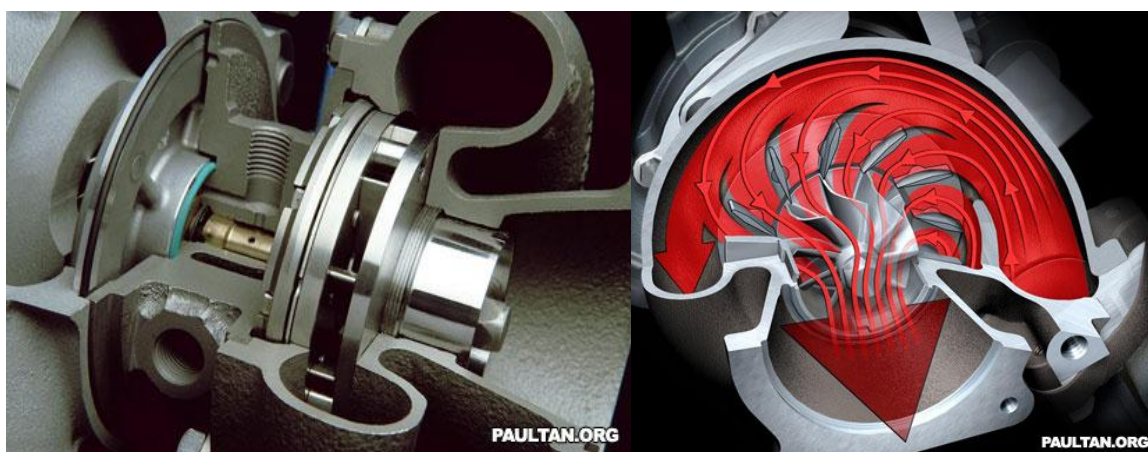


Figura 50– Estágio avançado de abertura das palhetas VNT (Fonte: Paultan.Org)

O ganho em performance utilizando VNT no lugar de turbinas de geometria fixa é considerável. Em termos de torque e potência os motores compostos com esse sistema podem ganhar em torno de 20 a 25%. Como pode-se concluir através do gráfico 51.

Comparativo de Performance de um Motor com Turbo Normal x VNT

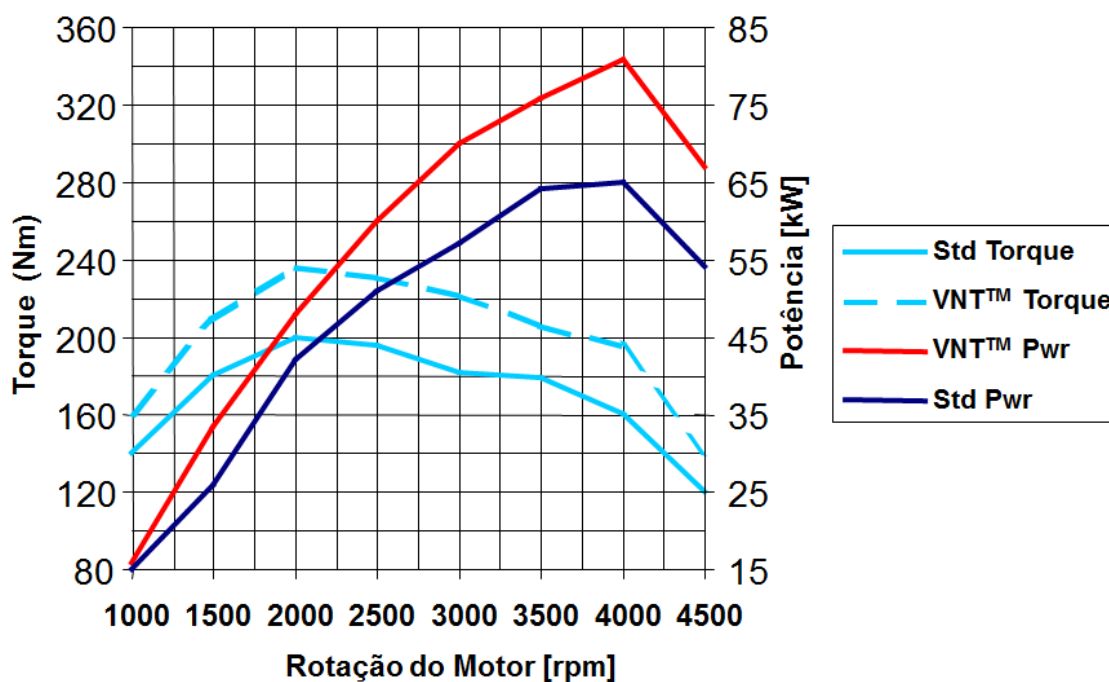


Figura 51 - Comparativo de performance de um motor com turbo normal vs VNT (Fonte: Garret)

Esta tecnologia é largamente utilizada na indústria de carros de passeio, tendo assim um volume considerável de produção e tecnologia consolidada.

Vantagens:

- 1) Por possuir palhetas naturalmente balanceadas as forças de atuação são baixas, o que gera grande durabilidade;
- 2) Projeto resistente a desgaste de alto ciclo – espaçamento das palhetas aumenta em relação ao aumento da razão de expansão;
- 3) Boa tolerância a objetos estranhos no sistema;
- 4) Grande flexibilidade para posicionamento do atuador;

Outra vantagem em termos de desempenho é a redução do turbo-*lag*, proporcionando sobrealimentação do motor a menores níveis de rotação em relação às turbinas convencionais, sendo este o sistema que se tende a ser mais empregado no futuro.

Desvantagens:

- 1) Fluxo é afetado por qualquer anomalia ocorrida no mecanismo;
- 2) Sensitiva a qualquer carga externa;
- 3) Por possuir inúmeras variações de status, é necessário uma calibração perfeita para garantir uma baixa variação do comportamento e cada estágio.

5.2 TURBINAS DE DUPLO-ESTÁGIO

A demanda por uma maior potência e uma alta pressão média efetiva requer mais consumo de combustível a ser injetado nos cilindros, portando, um aumento de massa de ar, como por exemplo, pressão de alimentação. Em baixas rotações particularmente, seriam necessárias incrementar também a relação ar/combustível λ_v . Uma mistura λ_v incrementada permitiria um consumo de combustível e valores de emissões, especialmente particulados, significativamente reduzidos nesta área.

O mais importante requisito a ser atendido pelo sistema de alimentação é, portanto o que segue na sequência:

Disponibilizar uma proporção maior de ar, como por exemplo, uma alta sobrealimentação, principalmente em baixas rotações, para obter uma alta razão ar/combustível. A alta sobrealimentação favorece a alta aceleração a baixas rotações reduzindo assim fumaça e permitindo alta P_{me} na fase de transiente. Além disso, a sobrealimentação acaba sendo incrementada inclusive a altas rotações de modo a assegurar também uma alta performance, desta forma pode-se inclusive verificar um baixo consumo e níveis de emissões

reduzidos a baixas rotações. Estes requisitos demandam uma grande necessidade da evolução dos sistemas de sobrealimentação.

O desejado aumento do fluxo de massa de ar para uma alta potência basicamente requer turbo-compressores maiores de modo a assegurar alta eficiência a grandes fluxos de ar e gases. O desejo por uma alta proporção extra de fluxo de massa de ar a baixas rotações significa que a turbina e o compressor devem ser relativamente pequenos. A solução ideal então seria a combinação de ambos os tamanhos. Para atender esses requisitos, as empresas de sistemas de sobrealimentação vêm desenvolvendo sistemas regulados de duplo-estágio.

No sistema de turboalimentação de dois estágios regulado, dois turbo-compressores de diferentes tamanhos são posicionados em série com controle de desvio (*by pass*) e, idealmente, refrigeração do ar entre elas e o motor (Figura 52).

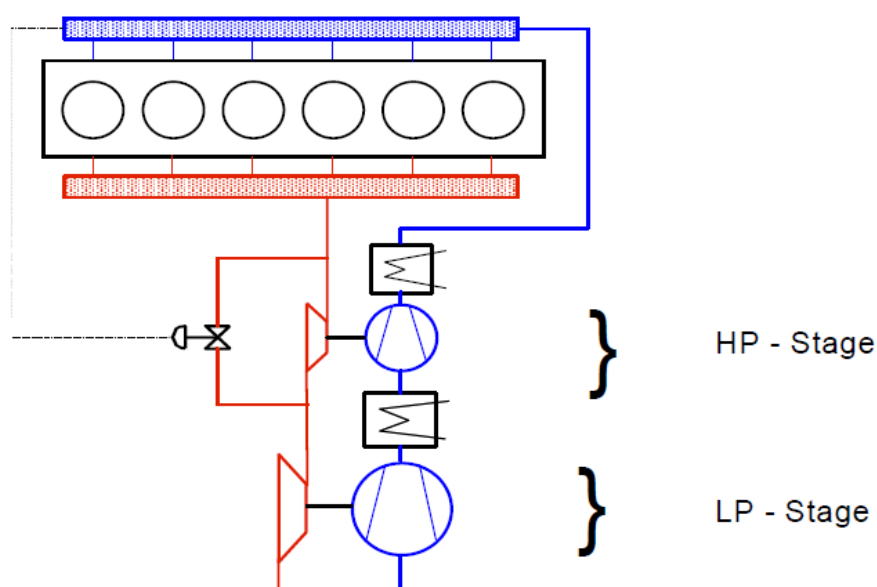


Figura 52 - Esquema do turbo de duplo-estágio

Os fluxos de gases de escape vêm dos cilindros pelo coletor de escape. A partir daí o fluxo de massa de gás de escape é expandido através da turbina

de alta pressão (HP) ou uma parte do fluxo de massa é conduzida através do desvio. Toda a vazão mássica de gás então passa novamente através da baixa pressão da turbina (LP) disposta à jusante.

O fluxo de massa de ar de admissão é comprimido primeiro pela fase de baixa pressão e, idealmente, resfriado. Mais compressão de ar refrigerada ocorre na fase de alta pressão. Como resultado da pré-compressão, o pequeno compressor HP opera relativamente a um nível mais alto de pressão, para que a taxa de transferência de fluxo de massa de ar necessária possa ser obtida.

Em baixas rotações, (baixos fluxos de gases de escape), a válvula de desvio permanece fechada e os gases de escape se expandem inteiramente através da turbina de alta pressão. Isso resulta em um aumento de pressão muito rápido e conseqüentemente uma alta sobrealimentação. Com o aumento das rotações, a válvula de desvio é aberta, progressivamente, mandando mais trabalho de expansão para a turbina de baixa pressão.

Portanto, o sistema de turboalimentação de dois estágios regulado permite uma primeira etapa variável correspondente do lado da turbina e compressor para requisitos operacionais do motor. A Figura 53 mostra um possível layout do sistema de turboalimentação de dois estágios regulado da BorgWarner. Este design compacto é uma combinação dos turbo-compressores de padrão K de eficiência. Como a carga na fase de alta e baixa pressão são relativamente baixas, existe um grande custo-benefício a utilizar turbo-compressores com uma alta durabilidade e confiabilidade.

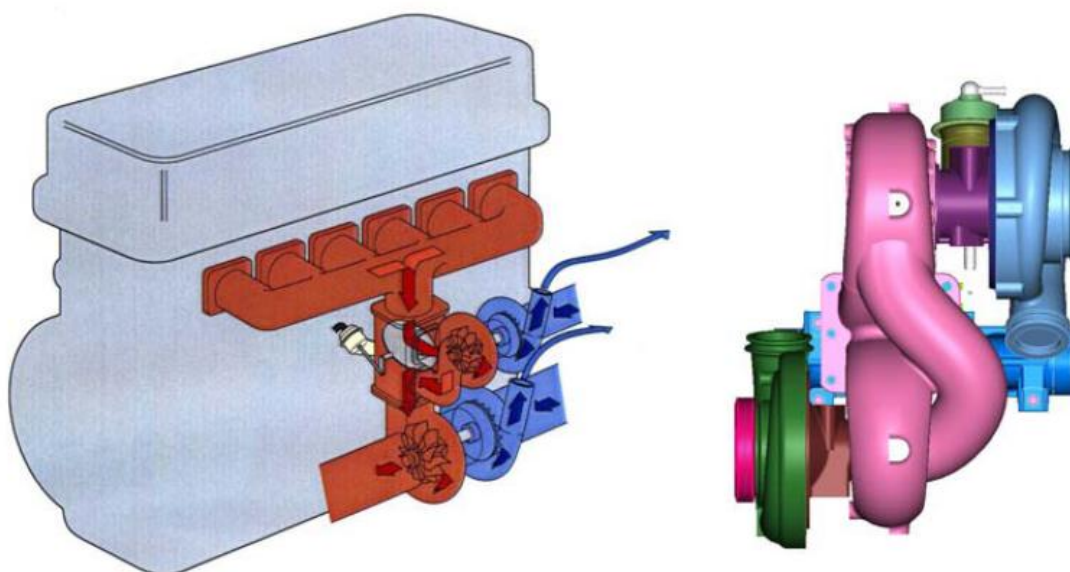


Figura 53 - R2S Borgwarner design (Fonte: BorgWarner)

Utilizando um motor comercial de diesel 12 litros 6 cilindros é facilmente evidenciado os benefícios de um sistema de sobrealimentação de duplo-estágio.

Para este caso específico de aplicação, componentes normais de produção foram associados ao sistema de duplo-estágio e as devidas calibrações foram adotadas para tal experimento como:

- 1) Redução da rotação do motor de 2000 para 1800 rpm (por motivos de consumo e ruído);
- 2) Observações de limites de pressão do cilindro e temperaturas de gás de escape;
- 3) Reduzida as dimensões do resfriador de ar devido a limitações de espaço;
- 4) Adotado valores regulamentados de emissões.

Resultados de plena carga

O gráfico seguinte evidencia a diferença de aumento de pressão em função da rotação do motor comparando-se os sistemas de único e duplo-estágio.

Nota-se que no caso do duplo-estágio o aumento de pressão é significativamente maior, particularmente em baixas rotações.

Já em 800 rpm percebe-se aumento de pressão, disponíveis à partir de 1350 mBar até 2400 mbar (pressão absoluta). De 1100 rpm em diante, a pressão é limitada a 3000mbar através da válvula de controle manual para garantir um pico de pressão do cilindro admissível para que o motor não seja excedido.

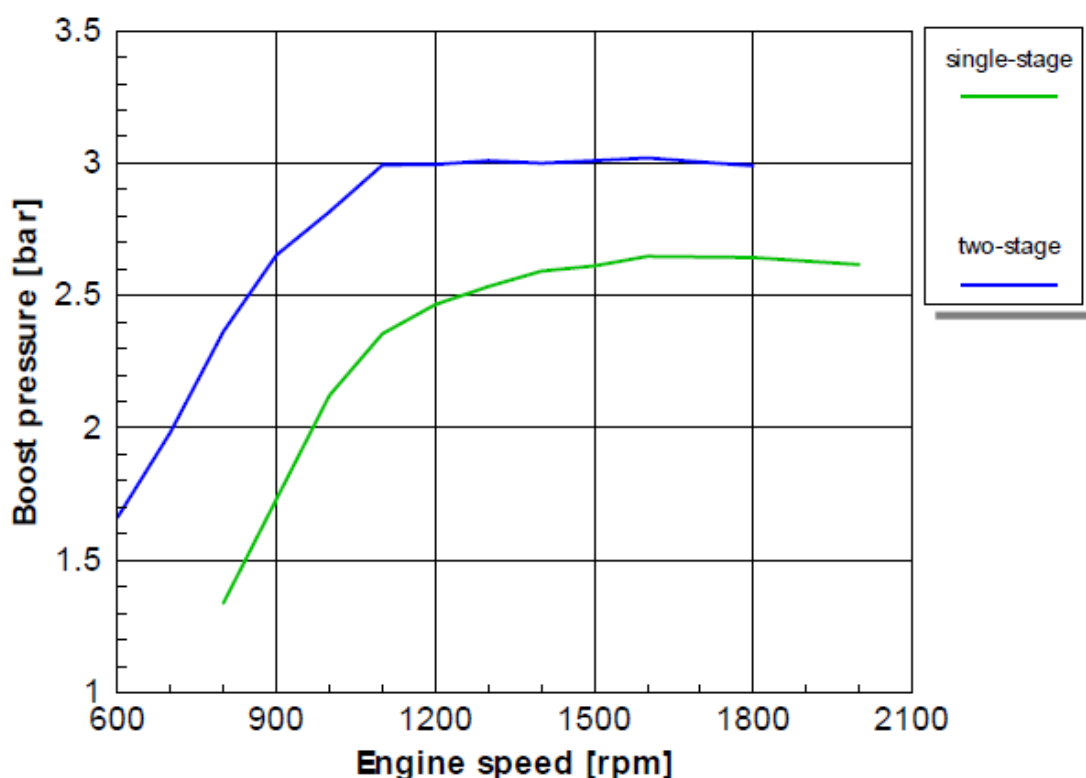


Figura 54 – Comparativo de pressão de sobrealimentação único e duplo-estágio (Fonte: BorgWarner)

O Gráfico seguinte mostra um comparativo de razão de ar/combustível entre os sistemas de simples e duplo-estágio a plena-carga em função da rotação do motor.

O benefício significativo do duplo-estágio neste quesito é claramente evidenciado. O Efeito do controle do aumento de pressão é evidente após 1400

rpm. O grande aumento de pressão abaixo de 1400 rpm e uma consequente baixa temperatura de escape reduzem a carga térmica do motor.

No ponto de potência nominal, a temperatura dos gases de escape com turboalimentação de dois estágios regulada não é superior ao valor de pico com turboalimentação padrão. As melhorias no que se refere à fumaça e valores de consumo de combustível são ainda mais significativas.

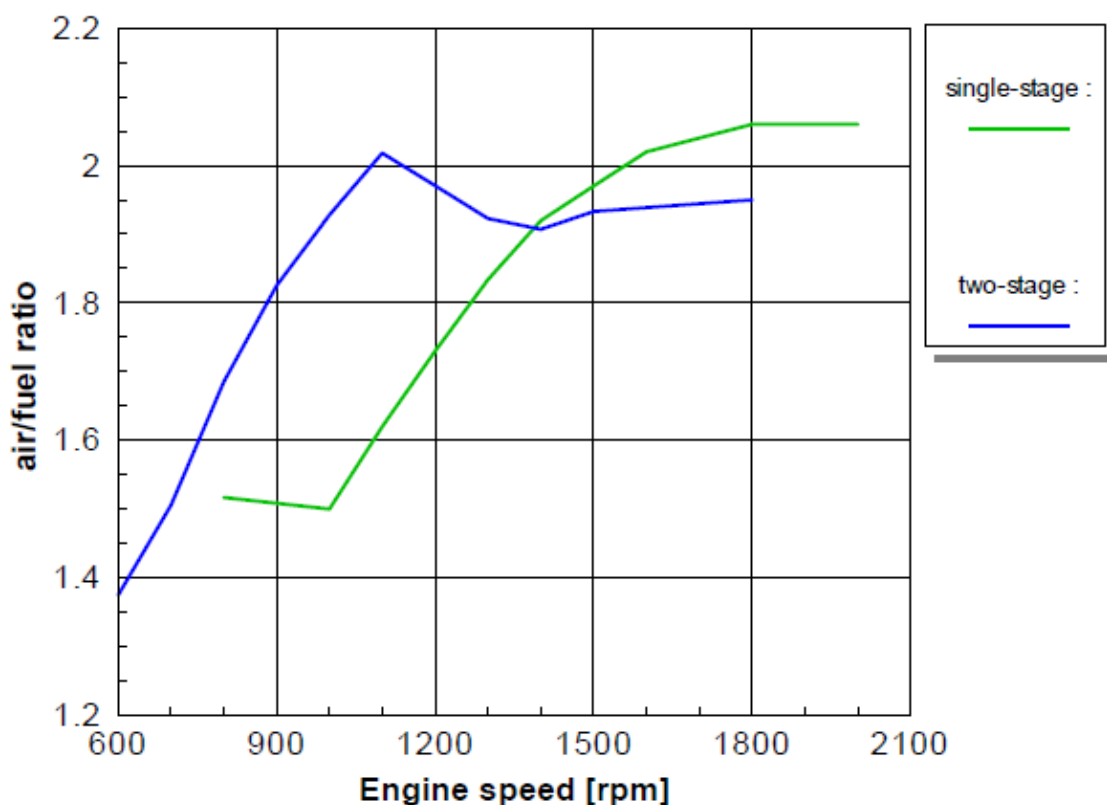


Figura 55 – Comparativo de mistura ar/combustível entre único e duplo-estágio (Fonte: Borgwarner)

Os níveis de fumaça não se alteram em relação ao pico, porém podemos perceber que a redução desses níveis é verificado muito mais cedo em sistemas de duplo-estágio. A 1100 rpm, o nível de fumaça pode ser reduzido a metade, de SN = 0,6 para SN = 0,3. A 800 rpm, o nível é reduzido em 80%, de SN > 2,0 para SN = 0,4.

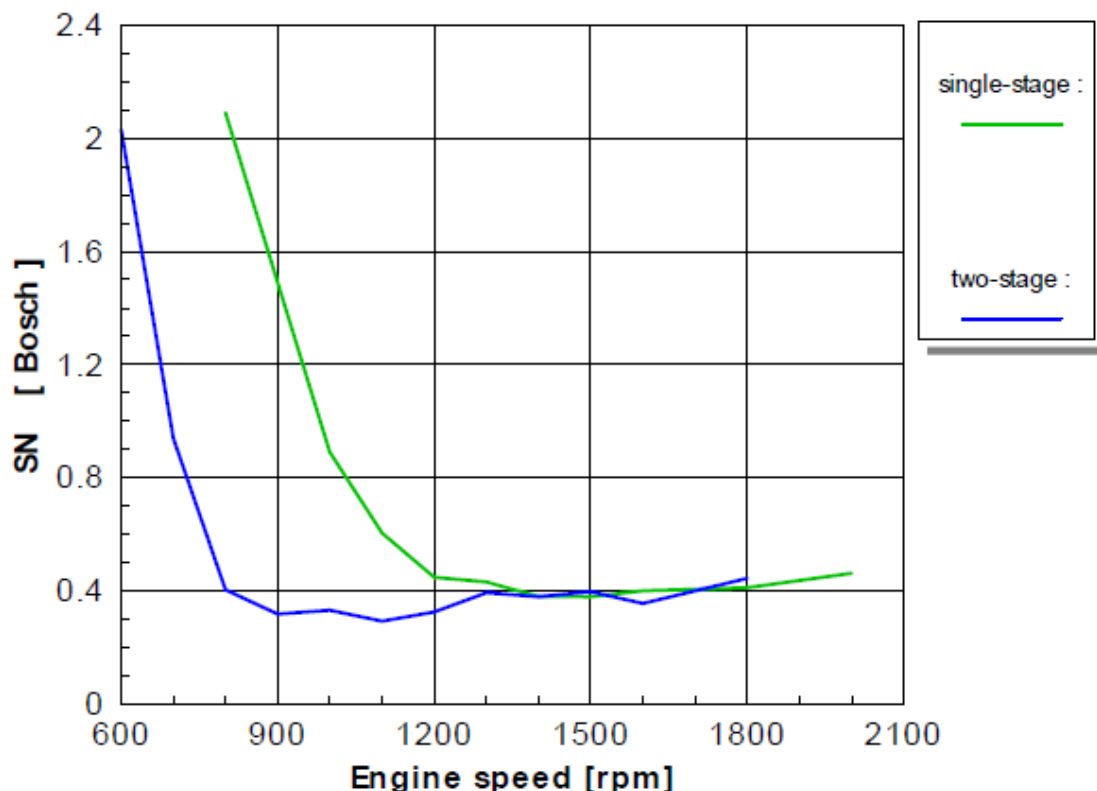


Figura 56 – Comparativo de níveis de fumaça entre único e duplo-estágio (Fonte: BorgWarner)

É importante esclarecer que o motor testado com sistema de duplo-estágio teve de ser limitada sua pressão de sobrealimentação em 3000mbar, devido ao limite de pico de pressão do cilindro.

Em face desta situação, algumas alterações na calibração dos motores com diferentes sistemas de sobrealimentação devem ser estabelecidas, como é o caso do atraso da injeção no motor provido com a turboalimentação de duplo-estágio.

Para isto, algumas alterações nos motores devem ser feitas para que possam funcionar de forma otimizada. Para efeito de comparação dos dois sistemas, os motores sofreram pequenas alterações como é o caso de relação de transmissão (entre parte baixa e alta do motor) consequentemente diferentes relações de rotação.

A Figura 57 mostra a curva de pressão média efetiva versus a velocidade relativa. Esta velocidade é a relação entre o relativo e a velocidade nominal do motor. A velocidade nominal com turboalimentação único estágio é 2000 rpm, com sistema de sobrealimentação de 2 estágios que foi reduzido a 1800 rpm.

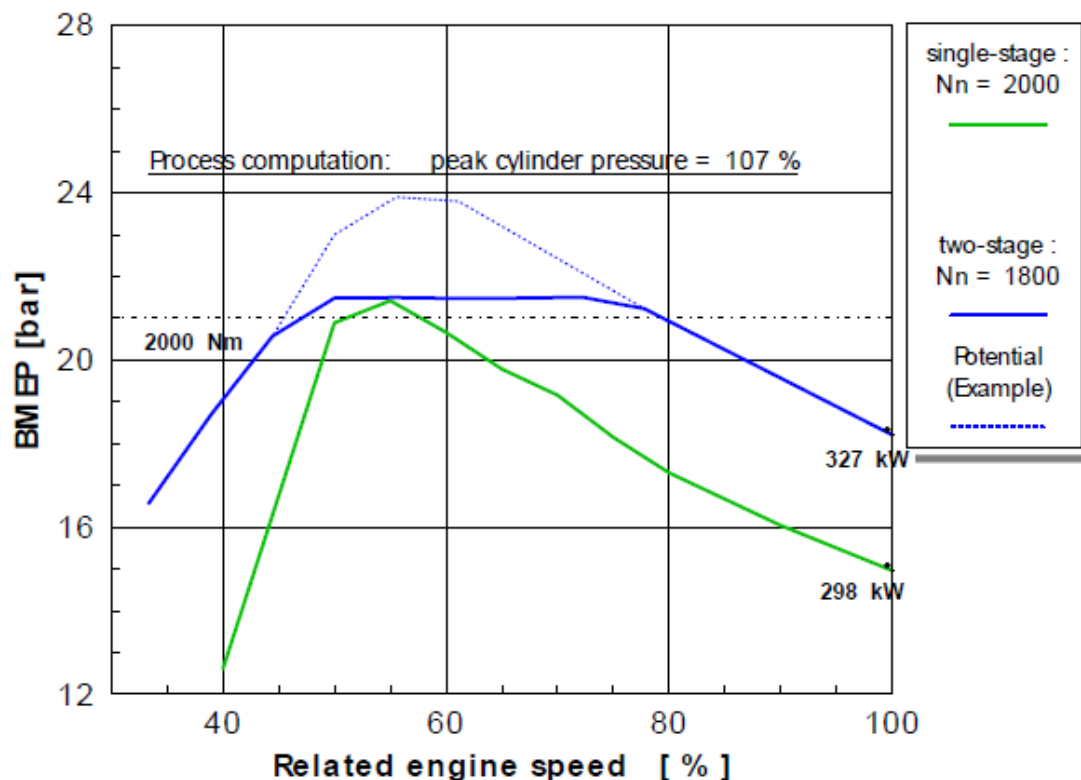


Figura 57 – PME em relação a rotação relativa entre sistemas de único e duplo-estágio (Fonte: BorgWarner)

Como evidenciado no gráfico, o sistema de duplo-estágio aumenta aproximadamente 10% (327kW) a 1800rpm da sua potência em relação ao sistema de simples-estágio. 298kW que é o pico de potência já se encontra disponível a 80% a rotações mais baixas (1400rpm).

O gráfico seguinte mostra a curva correspondente ao consumo específico efetivo de combustível e a rotação relativa, relacionada ao melhor valor atingido em plena-carga adotando $\phi = 100\%$ como sendo sistema padrões de sobrealimentação de produção. Neste caso podemos perceber que com o sistema de duplo-estágio que as economias de consumo giram em torno de 2 a 6,5% mesmo que com injeção retardada de combustível.

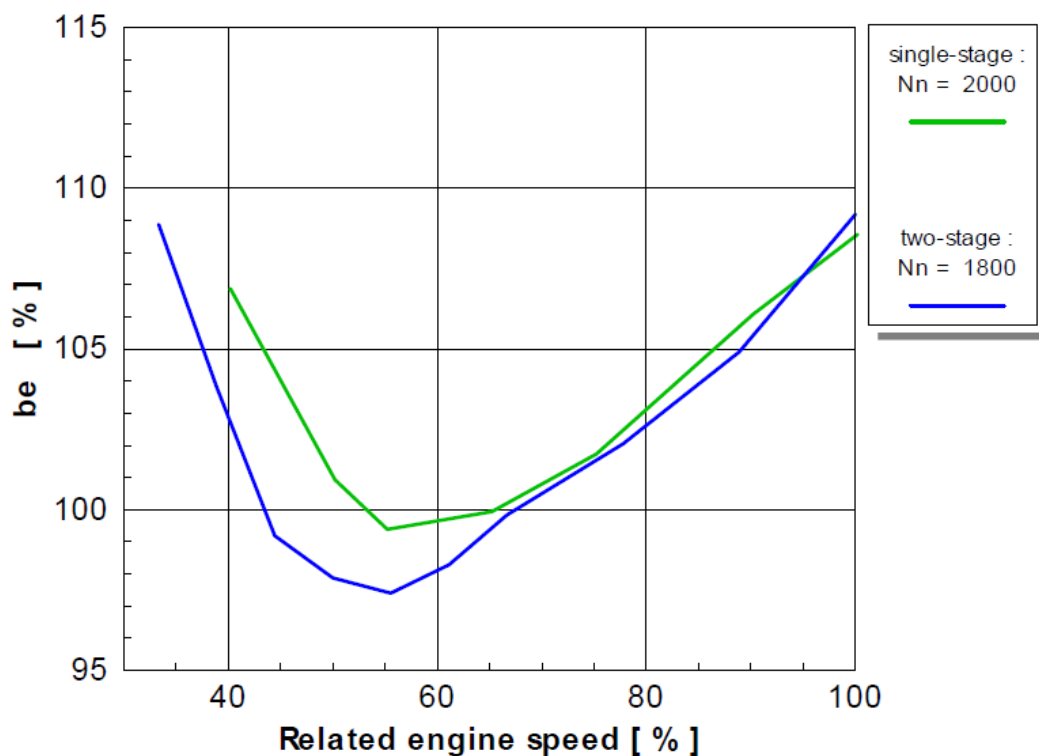


Figura 58 – Comparativo de consumo entre sistemas de único e duplo-estágio (Fonte: BorgWarner)

Com este comparativo é possível verificar a eficiência em inúmeros quesitos do sistema de duplo-estágio regulado. Dependendo do compromisso que se assume com as demandas o turbo-compressor de duplo estágio pode ser uma excelente alternativa para demandas de torque e emissões desde altas a baixas rotações.

Toda tecnologia tem seus contras e este sistema pode possuir algumas dificuldades no acerto entre ambas as turbinas ou problemas de layout ou até mesmo um alto custo de projeto.

5.3 TURBOCOMPOSTO (*TURBOCOMPOUND*)

O turbocomposto (TC) é um sistema complexo com interações fluidas e mecânicas. A unidade de TC está localizada do lado escape do motor após o turbo-compressor e antes do sistema de pós-tratamento. A unidade de TC é feita de tubos de escape, uma turbina de energia e um acoplamento fluido e um trem de engrenagem, conforme figura 59.

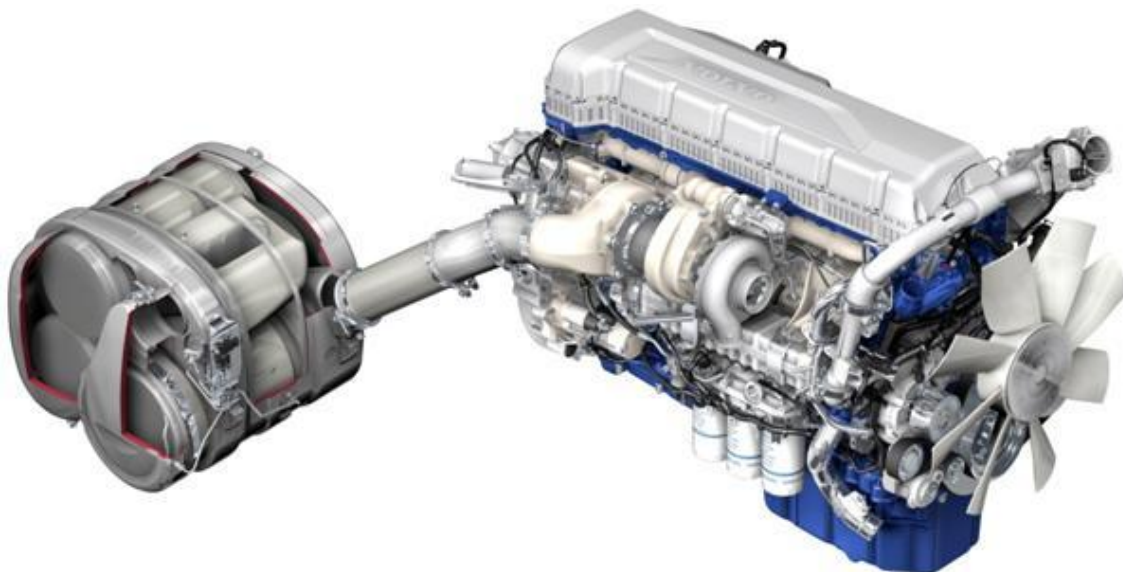


Figura 59 – Layout motor Volvo 13 litros com Unidade TC (Fonte: Volvotrucks.com)

Como diversas vezes comentado, as regras de emissões estão mais e mais restritas e com isso empresas automotivas estão precisando ser cada vez mais avançadas em relação a como atingir esses níveis. A figura 60 mostra a evolução das normas de emissões para motores à diesel na Europa. Atualmente o Brasil possui a norma CONAMA P7 análoga à norma Euro5 e está vigor no país desde 2012.

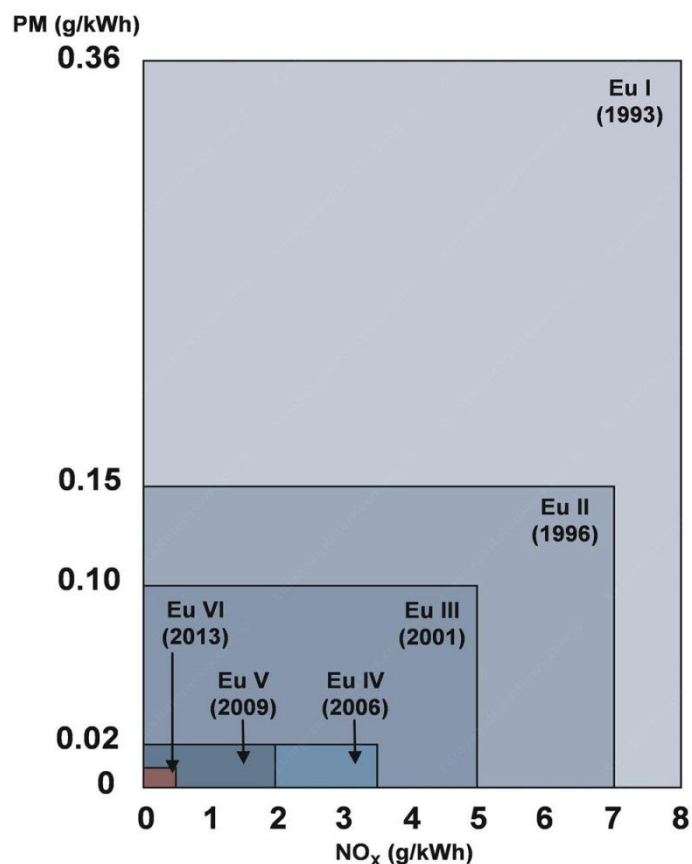


Figura 60 – Normas de emissões Europeias

Como resultado dessas demandas, inúmeras formas de soluções são possíveis, como é o caso do: *dowsinzing*, *downspeeding*, EGR, modelos com composição de combustíveis, turboalimentação e demais opções. E essas soluções podem ser combinadas para atender tais demandas. O Turbocomposto é uma destas soluções, utilizadas normalmente para motores que possuem uma alta restrição de emissões, como é o caso de motores que precisam atender as normas Euro6 de emissões.

O princípio básico da unidade de TC (Turbocomposto) é recuperar a energia proveniente dos gases de escape e transferir ao virabrequim. Como resultado, a unidade TC incrementa a eficiência do motor transferindo as perdas termodinâmicas dos calores dos gases em energia mecânica.

Isto promove um baixo consumo de combustível e consequentemente redução em emissões. Para atender a Euro6, por exemplo, a unidade de pós-

tratamento precisa reduzir o NOx e filtrar os particulados, demandando muita energia e tendendo a consumir combustível em demasia.

Mesmo com essa desvantagem, os motores conseguem reduzir entre 2 e 4% o consumo de combustível em um ciclo europeu de referência do fabricante de um veículo carregado com 40 toneladas em longa distância, comparando-se com os motores Eu5, graças ao turbocomposto. Além disso, a unidade TC incrementa a pressão de comando para o EGR (cria uma maior pressão no coletor de escape em relação ao coletor de admissão) sem afetar a eficiência, portanto, essas soluções podem ser facilmente combinadas.

Mesmo assim, o TC apresenta alguns inconvenientes. Ele precisa de uma transmissão mecânica para o eixo virabrequim, podendo gerar ruídos de engrenagem, adiciona peso, o desempenho do sistema é sensível às variações de contrapressão e isso requer alimentação de pressão de ar extra (*buffer*) para evitar fugas de óleo (como é muito sensível a óleo nos gases de escape).

O TC conforme figura 61 é composto de três principais sessões: sessão turbo-compressor, sessão turbina-composta e sessão de acoplamento.

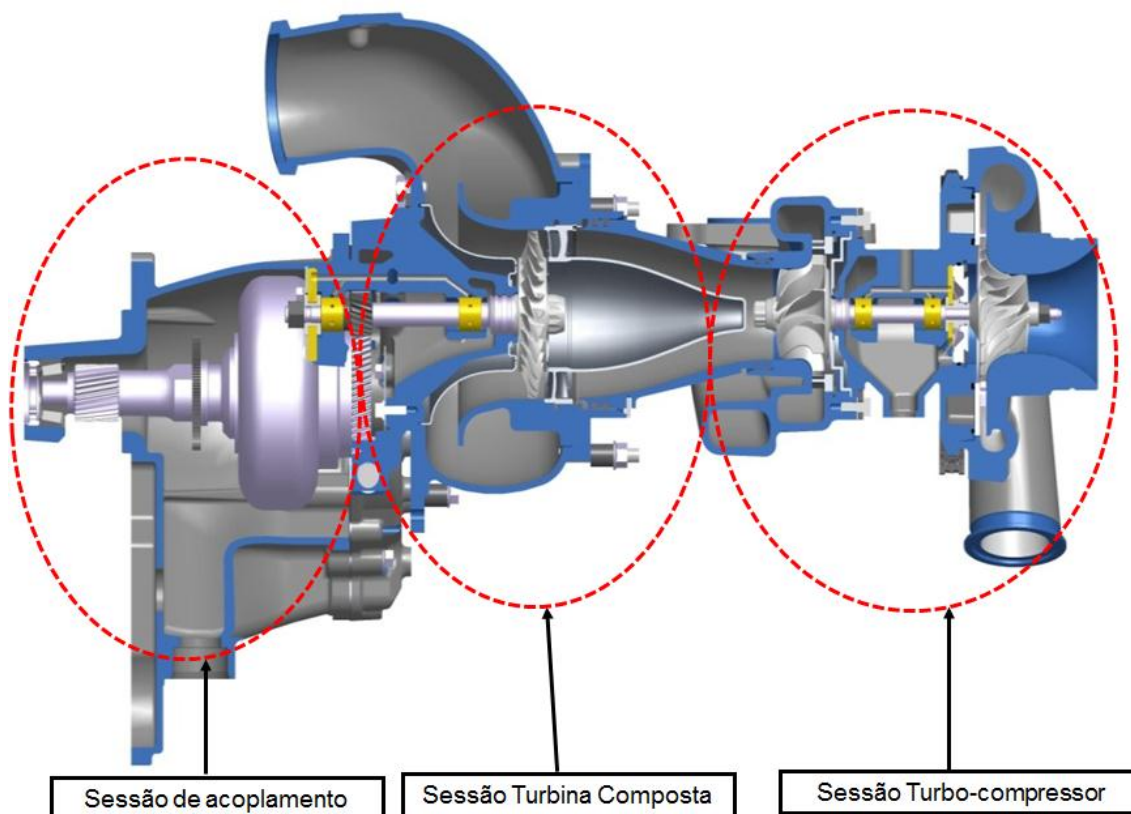


Figura 61 – Turbocomposto em corte (Fonte: VTC)

A **Sessão turbo-compressor** é algo já bem explanado nos itens anteriores, é nada mais nada menos que o turbo-compressor de geometria fixa podendo ser adotado de uma válvula wastegate para melhor gerenciamento dos gases na turbina.

A **Sessão Turbina composta** já possui componentes específicos do turbocomposto como descritos na figura 62.

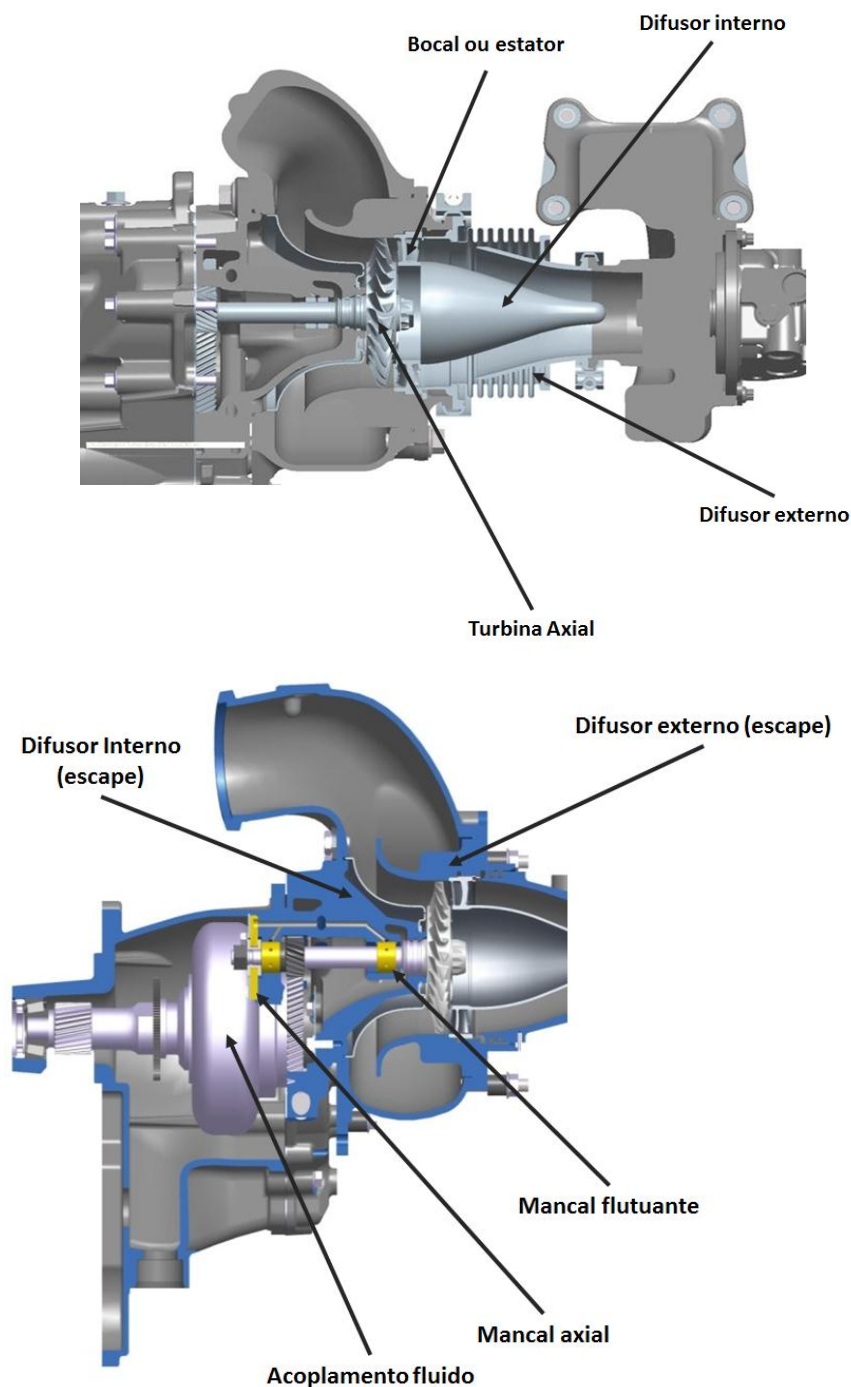


Figura 62 – Sessão Turbina composta (Fonte: VTC)

A **Sessão de acoplamento** é a parte do sistema responsável em transformar a entalpia dos gases aproveitadas pela turbina axial é conexão ao sistema do virabrequim, como descritos na figura 63.

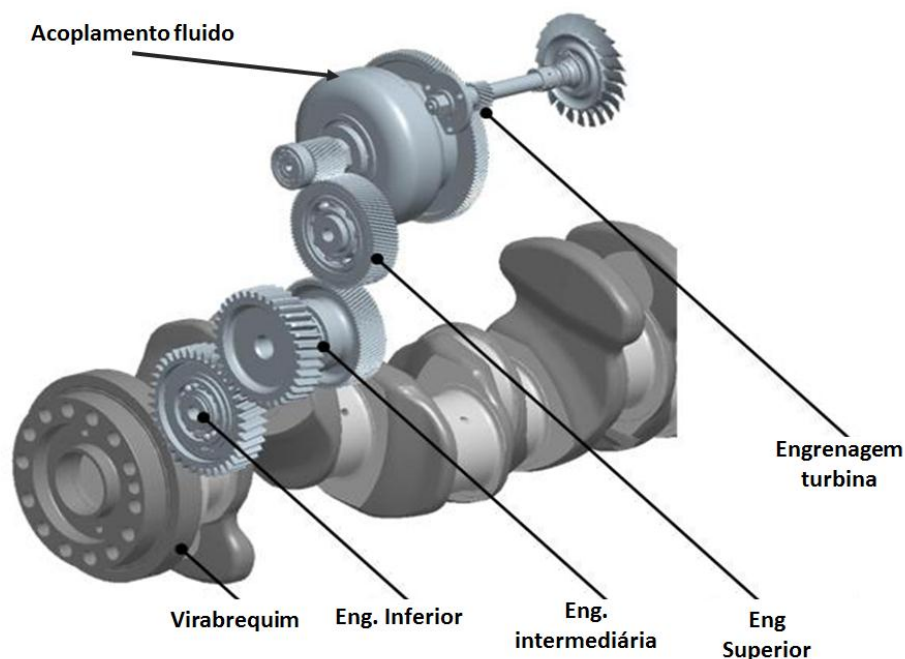


Figura 63 – Sessão de acoplamento (Fonte: VTC)

O princípio de funcionamento do turbo composto é através da seguinte forma. Inicialmente a primeira turbina (do turbo-compressor) recupera uma parte da energia e utiliza-o para movimentar o compressor, este estágio já foi explicado em tópicos anteriores.

Finalmente a segunda turbina (do turbo composto) recupera uma parte da energia termodinâmica restante, converte em energia mecânica e transfere para o virabrequim através de uma transmissão mecânica por diversas engrenagens e um acoplamento fluido que garante um bom amortecimento das flutuações de torque do virabrequim. Esta forma de transmissão mecânica da turbina para o eixo de manivela é chamada de composição.

A velocidade máxima de um motor Diesel *Heavy-Duty* é de cerca de 2200 rpm e a velocidade máxima da turbina é cerca de 70 000 rpm. Como resultado, a relação da engrenagem é bastante elevada: cerca de 32. O acoplamento fluido é responsável por certa quantidade de perdas, mas sem

isto a turbina seria destruída pelas flutuações de torque do eixo de manivelas.

Depois de passar através da turbina axial, os gases de escape gases são reunidos pelo coletor de escape e levado para o sistema de pós-tratamento.

Em conclusão, o TC é uma boa solução para aumentar a eficiência do motor e é compatível com todos os sistemas de admissão e escape. Turbocompostos são particularmente adequados para motores Heavy Duty com baixa dinâmica, ou seja, caminhões estradeiros. No entanto, é um sistema bastante complexo que precisa de uma engenharia de alta qualidade para ser confiável durável e eficiente. Isto leva a um custo bastante elevado, e, portanto não tem sido utilizado muito até o momento, mas com as novas normas de emissões e aumento de custos de combustível pode se tornar rentável.

6. CONCLUSÃO

Como a demanda por motores mais eficientes, que atendam a exigentes regras de emissões e que ainda possuam custos acessíveis está cada vez maior, muitas empresas do ramo automotivo vem se adequando a tais exigências. Reduzir tamanho, reduzir peso e padronizar componentes, são tendências que vem sendo cada mais adotadas. A turboalimentação é uma prática cada vez mais consolidada no mercado devido aos seus benefícios.

Como explicado, 18% da energia do combustível podem ser transformadas em potência e torque utilizando-se um turbo-compressor, mesmo assim, o motor turboalimentado pode atingir aumentos de potência entre 30% a 40% dependendo da pressão de sobrealimentação utilizada. Em virtude disto, podemos concluir que motores estão cada vez menores e mais leves, e estão cada vez mais eficientes e potentes.

Motores turboalimentados estão também cada vez mais difundidos, a penetração global do turbo-compressor atingirá 38% até meados do ano de 2014, Sendo 80% e 70% na América do Norte e Europa respectivamente. Com relação a tamanho de motores, até final de 2014, 50% dos motores de carros de passeio comercializados serão de 1,7L ou menores.

Motores de 2 e 3 cilindros deverão representar cerca de 11% do mercado mundial em 2015, enquanto que motores de 4 cilindros vão crescer de 72 a 76% do mercado global de 2007 a 2015.

Conforme mostrado no decorrer deste trabalho, existem inúmeras características e especificações de turboalimentadores disponíveis no mercado. O maior compromisso das empresas do ramo automotivo é otimizar a utilização do componente de forma a garantir o seu compromisso com o cliente.

Desde simples alterações como é o caso do ajuste do trim da geometria dos rotores, ou mudança da relação A/R das carcaças, ou com a aplicação de rolamentos de cerâmica na carcaça central no lugar de mancais flutuantes, como também projetos mais avançados como é o caso da adoção de uma

turbina de geometria variável, podem garantir efeitos consideráveis em economia de combustível e emissões, assim como uma alta performance e durabilidade tanto do componente como do motor.

Algumas melhorias nos turbo-compressores não visam somente performance, emissões e eficiências, mas também a solução de problemas de qualidade, como por exemplo a adoção de uma carcaça central refrigerada para que se evite problemas de *hot shutdown* e consequentemente desgaste excessivo de mancais e eixos dos rotores. Melhorias de material de rotores também permitem explorar maiores pressões de sobrealimentação e consequentemente aumento de torque do motor.

Outras questões relevantes, são melhorias do ponto de vista do funcionamento do turbo-compressor, que é o caso da adoção do *ported-shroud* que otimiza a área de eficiência do mapa do compressor, dando abertura para que o componente seja utilizado em mais aplicações e maiores variações de rotações sem que o turbo atue em regiões instáveis de pressão de sobrealimentação.

Sistemas mais imponentes como é caso do turbo-compressor de duplo estágio e o sistema de turbocomposto, são projetos que apesar de demasiadamente complexos e que demandam um alto custo de investimento, acabam otimizando parâmetros de emissões nunca atingidos anteriormente, como por exemplo, a possibilidade de homologar motores Eu6 com a redução do volume de NOx em 75% e redução entre 3 e 4% do consumo de combustível comparando-se com motores Eu5.

Fazendo uma síntese de todas as informações mostradas, podemos entender que a turboalimentação em conjunto com diversas melhorias no motor base será cada vez mais consolidada, influenciando cada vez mais o *downsizing* e consequentemente redução em emissões e consumo de combustível.

7. Bibliografia

ALVARES FILHO, João, GONDIM, Roger T. O desenvolvimento do motor VW 1.0 16 V Turbo. Engenharia Automotiva e aeroespacial. São Paulo, nº2, p. 24 – 31, outubro/novembro 2000.

BYUNGCHAN, L.; ZORAN, F.; ASSANIS, D.; DOHOY, J. - Simulation-based Assessment of Various Dual-Stage Boosting Systems in Terms of Performance and Fuel Economy Improvements.
SAE 2009-01-1471

CARTOXO, Iran, MAKOTO, Alexandre. Glossário de termos técnicos. Disponível na Internet: <<http://www.uol.com.br/bestcars/>> Acesso em 02 Dezembro de 2013.

Descrição da função e caracterização dos componentes do Turbocompressor. Disponível na internet: www.dieselnets.com. Acesso em Janeiro de 2014.

DIAS, W – Variable Nozzle Turbochargers – Garrett, Curitiba 2000

FILHO, R B – Treinamento em turbocompressores – Garret Curitiba 2005

FLORES, L. F. V. Sistemas Térmicos I : Escola Federal de Engenharia de Itajubá, [198-]. 127p. il.

HEYWOOD, John B. - Internal Combustion Engines Fundamentals 1988

Informações de Turbocomposto. Disponível na Internet:
www.Volvotrucks.com. Acesso em Fevereiro de 2014.

Informações gerais sobre turbinas e compressores. Disponível na Internet:
www.turbodrive.com.br. Acesso em Outubro 2013.

Informações sobre Turbo-compressores. Disponível na Internet:

www.cummins.com. Acesso em Fevereiro de 2014.

MARTINELLI JÚNIOR, Luiz Carlos. Noções de Transferência de Calor Parte I. 1998. 42p. il. (Tecnologia Mecânica, 11).

PAULINO, R. - Turboalimentação para carros de passageiros a diesel.

Trabalho apresentado no 9º Fórum Diesel, Curitiba 2012

PETITJEAN, D.; BERNARDINI, L.; MIDDLEMASS, C; SHAHED, S. - Advanced Gasoline Engine Turbocharging Technology for Fuel Economy Improvements SAE 2004-01-0988

PFLÜGER, F. - Regulated 2-stage turbocharging. A new charging system for commercial diesel engines.

Resumo da Tecnologia VNT™ DualBoost™ da Honeywell. Disponível na Internet: <<http://www.br.garrettbuletin.com/espaco-para-tecnologia/tecnologia-vnt%E2%84%A2-dualboost%E2%84%A2-da-honeywell>> Acesso em 15 de Fevereiro de 2014.

SAMAHÁ, Fabrício. Funcionamento e manutenção do turbo. Disponível na Internet: <<http://www.uol.com.br/bestcars/>> Acesso em 02 de Dezembro de 2013

STONE, R. - Introduction of Internal Combustion Engines 2 Edition. 1992.

TAN, P. - Explicação do sistema VGT. Disponível na Internet:

<http://paultan.org/2006/08/16/how-does-variable-turbine-geometry-work/>.

Acesso em Novembro de 2013.

TAYLOR, Charles Fayette. Análise dos motores de combustão interna. Traduzido por Mauro Ormeu Cardoso Amorelli. São Paulo : Edgard Blücher, 1995. 558p. il.

WURMS, R; JUNG, M. ADAM, S - Innovative Technologies in Current and Future TFSI Engines from Audi. 20th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2011